

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA
BAJO LA NORMA ASTM E466 PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES
Y PROCESOS DE LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA.**



**CARLOS MARIO ROSSO TALAIGUA
DANIEL JOSÉ COGOLLO BELLO.**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERÍA, CÓRDOBA
2017.**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA
BAJO LA NORMA ASTM E466 PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES
Y PROCESOS DE LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA.**

**CARLOS MARIO ROSSO TALAIGUA
DANIEL JOSÉ COGOLLO BELLO.**

**Trabajo de grado presentado en la modalidad de proyecto de investigación y/o
extensión, como parte de los requisitos para optar al Título de Ingeniero Mecánico.**

**Director (s):
VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUAREZ, M.Sc.**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERÍA, CÓRDOBA
2017.**

**La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del
proyecto, serán responsabilidad de los autores.**

Artículo 61, acuerdo N° 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

Nota de aceptación

VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUAREZ
Director

LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUAN
Codirector

ELKIN CAMILO MEDELLIN PEREZ
Jurado

YAHIR ENRIQUE GONZÁLEZ DORIA
Jurado

Montería, 2017

A mis padres

*Ellos son el pilar de mi vida, gracias a ellos
he dado grandes pasos en mi formación
como persona. Por su constancia y apoyo
incondicional en todo este tiempo.*

Daniel Cogollo

A mis abuelos

*Victor Talaigua y Daniela Estrada, por ser
la fuerza que me impulsa a seguir adelante,
el motor que nunca ha fallado, a ellos, por
su esfuerzo para sacar adelante a su
familia, haciendo mucho teniendo poco.*

Carlos Rosso

Agradecimiento especial a:

Queremos agradecer en primer lugar a Dios, por guiarnos en el camino y fortalecernos espiritualmente a lo largo de nuestras vidas.

Agradecimientos:

Al ingeniero Valéry Lancheros Suarez director de este proyecto de grado por su orientación, confianza, apoyo y entrega a lo largo de este camino.

A los ingenieros Yahir González Doria, Elkin Medellín Pérez y Luis Armando Espitia Sanjuán, con los que nos encontramos en deuda por sus aportes y recomendaciones a lo largo del desarrollo de nuestro trabajo.

A Ana Talaigua por ser una excelente madre, inspiración para iniciar y terminar este proyecto.

A los señores Edwin Hernández en taller casa industrial, Edward y Andrés de taller Mondragón por sus servicios en la construcción de la máquina.

A los ingenieros auxiliares Denis Arrieta, Marco Osorio, Luis Bohórquez por la colaboración en el desarrollo del trabajo.

A nuestros amigos, compañeros y colegas Eglendys Nobles, Luis Moreno, Jaime Villada, Juan Sotter, John Vergara, Edilberto Flórez, Luz Acosta y Kelly Ortega por sus aportes e interés mostrado en nuestro trabajo.

A nuestros compañeros, jefe de departamento, cuerpo docente y secretarías del Departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba.

TABLA DE CONTENIDO.

CONTENIDO	Pág.
RESUMEN.....	xvii
ABSTRACT	xviii
INTRODUCCIÓN.....	19
OBJETIVOS.....	20
Objetivo general	20
Objetivos específicos	20
1. REVISIÓN DE LA LITERATURA	21
1.1 MARCO LEGAL.....	22
1.2 MARCO TEÓRICO.....	23
1.2.1 Fatiga.....	23
1.2.2 Etapas de falla por fatiga.....	23
1.2.3 Diagrama de Wöhler	24
1.2.4 Límite de resistencia a la fatiga.....	25
1.2.5 Resistencia a la fatiga.....	26
1.2.6 Caracterización de esfuerzos fluctuantes	27
1.2.7 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	28
1.2.8 Métodos de viga rotativa para medir la resistencia a la fatiga	29
1.2.9 Muestras para ensayos de fatiga.....	31
1.2.10 Acero AISI 4140	32
1.3 ANTECEDENTES	33
1.3.2 Máquinas por flexión rotativa.....	35
1.3.3 Máquinas de flexiones planas.....	37
1.3.4 Máquina de choques repetitivos	38
1.3.5 Máquinas de esfuerzos combinados	38
1.4 ESTADO DEL ARTE	38
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES.....	40

2.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	42
2.1	IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO	43
2.1.1	Consideraciones iniciales	43
2.1.2	Dimensiones de las probetas	44
2.1.3	Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta	44
2.2	DISEÑO DEL DISPOSITIVO	46
2.2.1	Diseño preliminar	46
2.2.2	Consideraciones para mejora del diseño.....	48
2.2.3	Diseño del módulo para ciclos	49
2.2.4	Diseño del módulo de cargas	56
2.2.5	Selección de la lámina base.....	65
2.2.6	Cálculo de sujetadores	65
2.2.9	Selección de los elementos de medición	68
2.3	CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE.....	68
2.3.1	Construcción de los elementos de máquina	68
2.3.2	Ensamble de la máquina.....	69
2.3.3	Ensamble de elementos eléctricos y electrónicos	69
2.4	VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA.....	70
2.4.1	Caracterización del acero AISI 4140 empleado en las probetas	70
2.4.2	Construcción de las probetas para ensayo de fatiga	73
2.4.3	Formulación del análisis experimental del ensayo de fatiga	74
2.4.4	Análisis de resultados del ensayo de fatiga	77
2.4.5	Comparación de resultados	78
3.	RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	80
3.1	CÁLCULO DE PARÁMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO	81
3.1.1	Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta	81
3.2	DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	82
3.2.1	Diseño del módulo para ciclos	82
3.2.2	Diseño del módulo de cargas	92
3.2.3	Selección de la lámina base.....	101
3.2.4	Cálculo de sujetadores	102
3.3	CONSTRUCCIÓN DE LOS ELEMENTOS	104
3.3.1	Construcción de la base	105

3.3.2	Construcción de elementos del sistema para ciclos	105
3.3.3	Construcción de elementos del sistema de carga.....	106
3.3.4	Construcción de la caja para la unidad de control	110
3.3.5	Ensamble de la máquina.....	110
3.4	VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA.....	113
3.4.1	Caracterización del acero empleado en las probetas	113
3.4.2	Medición de rugosidad en las muestras	115
3.4.3	Datos obtenidos del ensayo de fatiga	116
3.4.4	Análisis de resultados de ensayo de fatiga	119
3.4.5	Comparación de datos	122
4.	CONCLUSIONES.....	125
5.	RECOMENDACIONES.....	127
6.	BIBLIOGRAFÍA.....	129
	ANEXOS	133

LISTADO DE ANEXOS

Pág.

Anexo 1. Propiedades de algunos aceros según fabricantes.....	134
Anexo 2. Fracción de la resistencia a la fatiga.....	134
Anexo 3. Tabla de parámetros del factor de superficie (K_a).....	134
Anexo 4. Factor de efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fatiga.....	135
Anexo 5. Tabla de factor de confiabilidad (k_e).....	135
Anexo 6. Diagrama para determinar el factor de concentración de esfuerzos.....	136
Anexo 7. Gráfico para estimar el factor de sensibilidad a la muesca (q).....	137
Anexo 8. Tabla de cuñeros y cuñas estándar de acuerdo al catalogo de INTERMEC.....	138
Anexo 9. Tabla para selección de acoplamientos de mordaza según catalogo CHALLENGE.....	138
Anexo 10. Constante de extremos para el cálculo de columnas.....	139
Anexo 11. Coeficientes de fricción de pares roscados.....	139
Anexo 12. Paso preferido para roscas ACME de acuerdo al diámetro exterior. ...	139
Anexo 13. Coeficientes de fricción de collarín de empuje.	139
Anexo 14. Detalles de simulación estática de probeta de fatiga, eje principal, volante y lámina base.	140
Anexo 15. Materiales para fabricación de bujes.	143
Anexo 16. Especificaciones SAE para algunos pernos de acero.	143
Anexo 17. Características del nivelador ajustable 300/315.	144
Anexo 18. Ficha tecnica del sensor de proximidad	144
Anexo 19. Ficha tecnica del contador de vueltas LA8NBN.....	145
Anexo 20. Características de la celda de carga tipo S-SA.	148
Anexo 21. Planos de los elementos fabricados.	150
Anexo 22. Tamaño total de muestras para el ensayo de fatiga de acuerdo a ASTM E739	159
Anexo 23. Porcentaje de replicación de muestras del ensayo de fatiga según ASTM E739	159
Anexo 24. Certificado de calidad del acero AISI 4140 empleado en las muestras de fatiga.....	160
Anexo 25. Costo de construcción de la máquina.	161

Anexo 26. Ficha técnica de la máquina	162
Anexo 27. Manual de operación.....	163
Anexo 28. Manual de mantenimiento.....	165
Anexo 29. Guía de laboratorio	166

LISTADO DE TABLAS

Pág.

Tabla 1. Composición química para el acero AISI 4140.	32
Tabla 2. Elementos del sistema de control	67
Tabla 3. Herramientas empleadas para la construcción	69
Tabla 4. Tabla de cargas requeridas para cada nivel.	76
Tabla 5. Orden de los ensayos para las réplicas.	76
Tabla 6. Factores de corrección para primera iteración de diseño del eje	85
Tabla 7. Factores de corrección para segunda iteración de diseño del eje	86
Tabla 8. Características del tornillo de potencia establecido.	95
Tabla 9. Ajustes y tolerancias de elementos	104
Tabla 10. Propiedades obtenidas a partir del ensayo de tensión	114
Tabla 11. Rugosidad (Ra) medida de las probetas del grupo A.....	115
Tabla 12. Rugosidad (Ra) medida de las probetas del grupo B.....	116
Tabla 13. Ciclos y tiempo de acuerdo al esfuerzo de la réplica A.....	117
Tabla 14. Ciclos y tiempo de acuerdo al esfuerzo de la réplica B.....	117
Tabla 15. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de la réplica A para datos en vida finita.	120
Tabla 16. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de la réplica B para datos en vida finita.	120
Tabla 17. Logaritmos de esfuerzo y ciclos para datos en vida infinita.	121
Tabla 18. Comparación ecuación de resistencia a la fatiga.....	123
Tabla 19. Comparación del límite de resistencia a la fatiga.....	124

LISTADO DE GRÁFICOS

Pág.

Gráfico 1. Cargas en los rodamientos en función de su separación.	83
Gráfico 2. Diagrama de esfuerzo-deformación para los ensayos de tensión.	114
Gráfico 3. Diagrama de esfuerzo contra ciclos para los ensayos de fatiga.	122

LISTADO DE FIGURAS

Pág.

Figura 1. Superficie de una fractura por fatiga.	24
Figura 2. Diagrama de esfuerzos contra ciclos, diagrama de Wöhler.....	25
Figura 3. Ejemplo de esfuerzos alternantes en función del tiempo	27
Figura 4. Esquema de la máquina de Moore.....	29
Figura 5. Esquema de máquina de fatiga en voladizo.	30
Figura 6. Probeta con radios tangenciales entre la zona de prueba y los extremos.	31
Figura 7. Probeta con radio continuo entre los extremos.....	32
Figura 8. Máquina con pulsador Amsler.	34
Figura 9. Máquina universal Trayvou.	35
Figura 10. Máquina de flexión en ménsula.	35
Figura 11. Máquina Sondericker.....	36
Figura 12. Máquina Schenck.	36
Figura 13. Máquina Scheng-Erlinger.....	37
Figura 14. Máquina alemana DVL.....	38
Figura 15. Carga en una viga en voladizo.....	43
Figura 16. Dimensiones de la probeta.	44
Figura 17. Diagrama de cuerpo libre de la probeta.	45
Figura 18. Componentes principales del diseño.	47
Figura 19. Diseño preliminar de la máquina.	48
Figura 20. Módulo para generar ciclos en la probeta.....	49
Figura 21. Fuerzas en una cuña.	54
Figura 22. Módulo para generar carga en la probeta	56
Figura 23. Carga en la viga móvil aplicada por el rodamiento.....	57
Figura 24. Carga recibida en el tornillo de potencia a causa de la viga móvil.	58
Figura 25. Fuerzas en las roscas de un tornillo de potencia: a) subiendo carga y b) bajando carga.	61
Figura 26. Carga en la viga fija debida al tornillo de potencia.....	63
Figura 27. Carga en las barras guía causadas por la viga fija.	64
Figura 28. Esquema de conexión eléctrica.....	66
Figura 29. Conexión electrónica del sensor de carga al sistema Arduino.	70
Figura 30. Conexión electrónica del Arduino al display LCD.	70

Figura 31. Muestra estándar para ensayo de tensión.	71
Figura 32. Máquina para ensayos de tracción.....	72
Figura 33. Montaje de muestra para observación de fases.	73
Figura 34. Medición de rugosidad superficial de una probeta.	74
Figura 35. Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la probeta.	81
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del eje.	82
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del eje.	83
Figura 38. Diagramas de cortante y momento flector para las condiciones del eje.	84
Figura 39. Motor monofásico a 110 VAC.	88
Figura 40. Mandril para sujetar probetas	91
Figura 41. Acople flexible.	91
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de la viga deslizante	92
Figura 43. Diagramas de las condiciones de la viga móvil.	93
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre de la viga fija	96
Figura 45. Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la viga fija	97
Figura 46. Esfuerzos de von Mises de volante mediante simulación de analisis estatico.....	100
Figura 47. Factor de seguridad de volante mediante simulación de análisis estático.	100
Figura 48. Esfuerzos de VonMises en lámina base mediante simulación de análisis estático.....	101
Figura 49. Factor de seguridad en lámina base mediante simulación de análisis estático.....	102
Figura 50. Placa de acero para la base.....	105
Figura 51. Eje de la máquina.	106
Figura 52. Barras guía.	106
Figura 53. Viga fija.	107
Figura 54. Asiento del tornillo.....	108
Figura 55. Viga deslizante.	108
Figura 56. Tornillo de potencia.....	109
Figura 57. Volante para accionar tornillo de potencia..	109
Figura 58. Caja para fijar los elementos de la unidad de control.....	110

Figura 59. Etapa de ensamble de la máquina.....	111
Figura 60. Ensamble interno de la unidad de control.	111
Figura 61. Panel frontal de la unidad de control.....	112
Figura 62. Panel posterior de la unidad de control.....	112
Figura 63. Ensamble total de la máquina.	113
Figura 64. Muestras empleadas en el ensayo de tracción.....	113
Figura 65. Microestructura del acero AISI 4140 a una escala de 50X.	115
Figura 66. Montaje y fractura de una probeta en la máquina de ensayo de fatiga.	116
Figura 67. Probeta fracturada (A4) luego de hacer un ensayo de fatiga.	118
Figura 68. Probeta fracturada (B2) luego de hacer un ensayo de fatiga.	118
Figura 69. Resultado de las fallas desde altas hasta bajas cargas para la réplica A.	119

RESUMEN

El presente documento tiene como finalidad mostrar los resultados del trabajo de grado denominado diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga usando el método de viga rotativa con carga en voladizo y la implementación en ensayos sobre el acero bajo la norma AISI 4140 en estado de entrega.

Para formar el diseño inicial de la máquina, se determinaron parámetros iniciales tomando como referencia los lineamientos establecidos por la norma ASTM E466 y el esfuerzo último del material a ensayar. Se efectuaron los cálculos de los elementos identificados, de acuerdo al método tradicional o mediante el uso de los programas SolidWorks 2015 y MDSolids 3.5 en su versión de prueba. Luego se procedió con la construcción y ensamble de estos componentes mediante el uso de herramientas de procesos y manufactura.

Los ensayos de fatiga se llevaron a cabo, teniendo en cuenta que de acuerdo a la carga aplicada se registraban los ciclos correspondientes en que ocurría la falla o se daba por terminada la prueba. La frecuencia de cambio de esfuerzos es 60 Hz y una rugosidad máxima en la superficie de las probetas de $0,2 \mu\text{m}$ (Ra), los ensayos fueron realizados a temperatura ambiente. Se hizo un análisis de los datos obtenidos de acuerdo a la norma ASTM E739 para determinar la ecuación de resistencia a la fatiga, el límite de resistencia a la fatiga y formar el diagrama de esfuerzo contra logaritmo de ciclos (S-log N).

Se determinó que la carga máxima a la que puede operar la máquina es de 630 N y que experimentalmente el límite de resistencia a la fatiga del acero AISI 4140 templado y revenido es de 484 MPa aproximadamente, comparado con la teoría presenta un error del 5,99 % y con otros autores del 6,19 %.

Palabras Clave: Diseño, Fatiga, ASTM E466, ASTM E739.

ABSTRACT

The purpose of this paper is to show the results of the degree work design and construction of a fatigue testing machine using the cantilever load-bearing rotary beam method under ASTM E466” and the implementation in tests on steel under the standard AISI 4140 in delivery status.

Initial parameters were determined taking as reference the guidelines established by legal norm ASTM E466 and the ultimate stress of the material to be tested; a preliminary design was formed from the background to identify the main elements of the machine. The next thing was to perform the calculations of the elements identified, according to the traditional method and with the software SolidWorks 2015 and MDSolids 3.5, and thus make the selection of the different parts. Then, we proceeded with the construction and assembly of these components using process and manufacturing tools.

Fatigue tests were performed under ASTM E466, where load was applied and corresponding cycles were recorded where the failure occurred or the test was terminated, with a stress change frequency of 60 Hz and a maximum roughness on the surface of the 0.2 μm specimens. The tests were performed at room temperature. A analysis was made of the data obtained according ASTM E739 to determine the fatigue resistance equation within the finite life span, to form the effort diagram against logarithm of cycles (S-log N).

It was determined that the maximum load at which the machine operates is 630 N and that the fatigue strength limit of quenching and tempered AISI 4140 steel is about 484 MPa, was compared whit theorical of 5,99 % and other author 6,19 %.

Key words: Design, Fatigue, ASTM E466, ASTM E739.

INTRODUCCIÓN

Desde tiempos atrás se ha constatado que los materiales fallan más fácilmente bajo la acción de cargas cíclicas que por cargas estáticas, sin embargo, en el siglo XIX fue que se analizó sistemáticamente este comportamiento de los materiales; el estudio de la fatiga se vio impulsado principalmente por la aparición del ferrocarril (Avilés 2015).

De todas las fallas por fractura que ocurren en la industria, aproximadamente el 95 % se deben a problemas de fatiga en los materiales, esta es la principal causa de fractura de piezas de máquinas empleadas principalmente en los sectores automotriz y metalmecánico, de allí la importancia de conocerla y saber cómo prevenirla. Engranajes, tornillos, ejes, rodamientos, cojinetes, piñones, bielas, cigüeñales y elementos de máquina en general corren el riesgo de presentar fallas por esta causa (Ramírez 2007).

El fenómeno de la fatiga es de mucho interés puesto que un análisis más cuidadoso da en la mayoría de los casos que los esfuerzos de falla reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material e incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama fractura por fatiga. (Askeland, 2004; Budynas y Nisbett 2011).

En este trabajo se diseñó y construyó una máquina de ensayos de fatiga bajo los lineamientos de la norma ASTM E466, para determinar el número de ciclos alcanzados por la probeta hasta la falla de acuerdo a la carga que se aplique y así formar un diagrama que relacione el esfuerzo aplicado en función de los ciclos alcanzados, con el fin de calcular y comprar la ecuación de resistencia a la fatiga y el límite de resistencia a la fatiga.

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y construir una máquina para ensayos de fatiga usando el método de viga rotativa en voladizo bajo la norma ASTM E466, que permita realizar pruebas sobre el acero AISI 4140 en el laboratorio de materiales y procesos de la Universidad de Córdoba.

Objetivos específicos

- ✓ Definir las condiciones de operación y características de las muestras requeridas por la norma ASTM E466 para establecer el diseño de la máquina.
- ✓ Diseñar el dispositivo mediante criterios de diseño mecánico y herramientas de diseño asistido por computador.
- ✓ Construir la máquina a través de la selección y aplicación de los procesos de manufactura de uso común en la Ingeniería Mecánica
- ✓ Validar el equipo a partir del análisis y comparación de los datos obtenidos del ensayo de fatiga.

1. REVISIÓN DE LA LITERATURA

1.1 MARCO LEGAL

Para realizar el proyecto de diseño y construcción de la máquina de ensayos de fatiga con probeta en voladizo se hizo uso de algunas normas. Los parámetros para la construcción fueron establecidos bajo la norma ASTM E-466 (*Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*), la cual indica la forma, las condiciones de operación de la máquina y las características de las muestras a ensayar dependiendo la geometría del material (circular, plana), indica las medidas específicas y la relación entre ellas, y la rugosidad máxima de su superficie para minimizar los concentradores de esfuerzos. También señala que para dar por terminada la prueba, se debe seguir hasta que se alcance el criterio de falla de la muestra o hasta que se haya aplicado un número determinado de ciclos. La falla se puede definir como una separación completa, como una grieta visible a un aumento especificado, como una grieta de ciertas dimensiones, o por algún otro criterio. Al informar los resultados se debe establecer el criterio de falla de cada muestra.

Mediante la implementación de la norma ASTM E-739 (*Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life ($S-N$) and Strain-Life ($\epsilon-N$) Fatigue Data*) para los datos obtenidos en el rango de vida finita, que se pueden aproximar adecuadamente por una línea recta y obtener la ecuación de resistencia a la fatiga. Esta norma también define el número de muestras a ensayar según los distintos regímenes en que se puede hacer una práctica.

Las condiciones de los ensayos fueron presentados tomando como guía la norma ASTM E-468 (*Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials*), esta norma indica la información mínima que debe presentarse con respecto a los ensayos realizados; a modo de ejemplo, en uno de sus apartes exige la presentación de las muestras

mediante planos detallados donde se aprecien claramente la forma, el tamaño y todas las dimensiones, también muestra la manera de hacer la presentación gráfica de los resultados, mostrando como la más común al diagrama S-N.

Para corroborar las propiedades mecánicas del acero AISI 4140 ensayado, se realizaron pruebas de tensión bajo la norma ASTM E8M (*Tension Testing of Metallic Materials*), la cual indica los parámetros a tener en cuenta para la fabricación de las muestras y los procedimientos para la realización de los ensayos.

También se usó la norma ASTM E-407 (*Microetching Metals and Alloys*) para seleccionar el compuesto con el fin de atacar la superficie y revelar la estructura metalográfica del acero empleado en el ensayo de fatiga.

1.2 MARCO TEÓRICO

1.2.1 Fatiga

Es la disminución de la resistencia de un material debida a cargas repetitivas, que pueden ser mayores o menores que la resistencia de cedencia. Es un fenómeno común en componentes sujetos a cargas dinámicas de autos y aviones, alabes de turbinas, resortes, etc. Para que haya fatiga, al menos parte del esfuerzo en el material debe ser de tensión (Askeland 2004).

Se podría decir que la fatiga fue observada por primera vez en el siglo XIX, cuando los ejes de los ferrocarriles comenzaron a fallar después de un corto tiempo de servicio (Norton 1999).

1.2.2 Etapas de falla por fatiga

Una falla por fatiga tiene por lo general una apariencia de fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con ausencia de

adelgazamiento. Sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y surgen a partir de tres etapas como se muestra en la figura 1.

En la primera etapa se generan microgrietas en la estructura cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen, debido a las cargas cíclicas a las que es sometido, las cuales no son visibles al ojo humano, luego, en la segunda etapa las microgrietas crecen, convirtiéndose en macrogrietas las cuales forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. Por último, en la tercera etapa ocurre una fractura súbita y rápida que se da durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material ya no puede soportar las cargas (Budynas y Nisbett 2011; Castillo 2014).

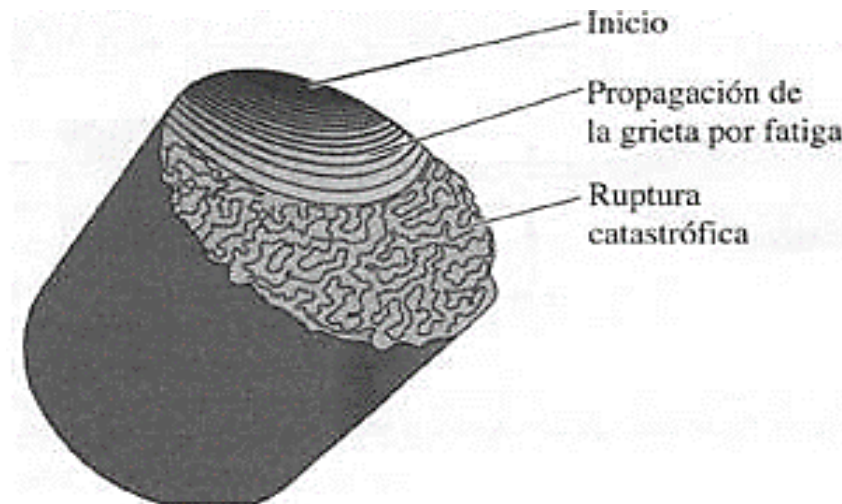


Figura 1. Superficie de una fractura por fatiga.

Fuente: Askeland, 2004, p285

1.2.3 Diagrama de Wöhler

Es una gráfica que relaciona los niveles de esfuerzos a los cuales se someten las probetas, con el número de ciclos de carga que dichas probetas soportan hasta la falla como se

muestra en la figura 2. Es comúnmente conocido como diagrama S-N; el esfuerzo (S) corresponde al valor del esfuerzo máximo al cual se somete la probeta, y N es el número de ciclos al que puede que se presente la fractura. Las líneas del diagrama representan aproximaciones a los puntos reales de falla obtenidos en los ensayos (Vanegas 2010).

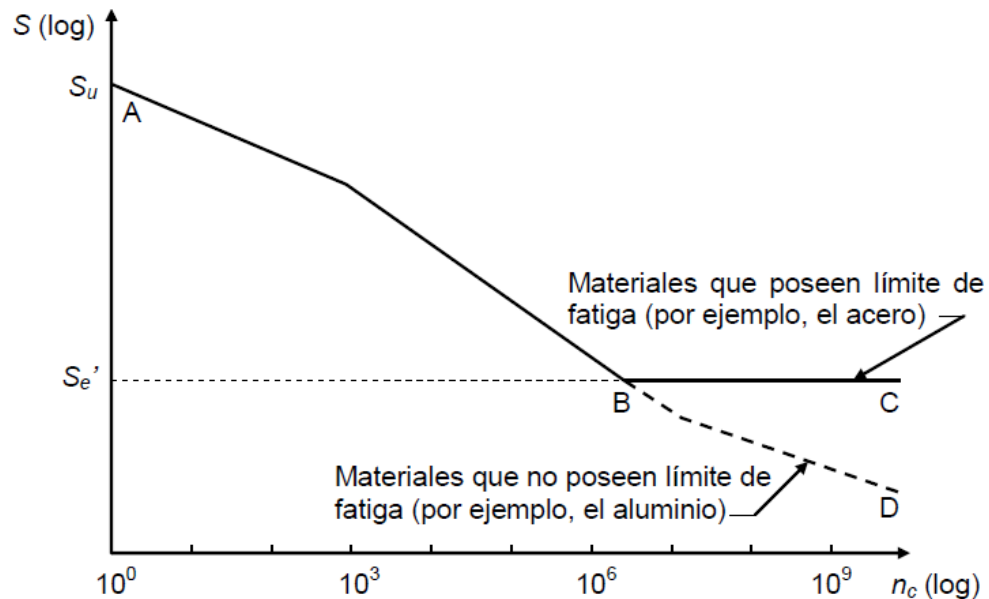


Figura 2. Diagrama de esfuerzos contra ciclos, diagrama de Wöhler

Fuente: Vanegas, 2010, p150

Para usar los datos obtenidos y realizar una gráfica de este tipo, se puede emplear la norma ASTM E739 (2015) la cual se refiere a las relaciones S-N que puede aproximarse adecuadamente por una línea recta (en la escala adecuada) para un intervalo de esfuerzos en la zona de vida finita. Presenta procedimientos elementales que actualmente reflejan las buenas prácticas en el modelado y análisis.

1.2.4 Límite de resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga, es la relación determinada de forma experimental con el esfuerzo último a tensión, en el caso de los aceros está definida de acuerdo a la ecuación (Budynas y Nisbett, 2011, p206).

$$Se' = \begin{cases} 0,5 * Sut, & Sut \leq 1400MPa \\ 700MPa, & Sut > 1400MPa \end{cases} \quad (1)$$

Donde.

Se' : es el límite de resistencia a la fatiga, [MPa].

Sut : es la resistencia última de un material, [MPa].

Cabe aclarar que este límite de resistencia (Se') es solo para muestras de laboratorio, puesto que un elemento de máquina también está sometido a otros factores externos y que a nivel estadístico es muy difícil tener un valor exacto, pues se necesitaría una gran cantidad de muestras (Budynas & Nisbett 2011).

1.2.5 Resistencia a la fatiga

La ecuación de un componente real para la resistencia a la fatiga dentro de ciclos inferiores a 10^3 según Budynas y Nisbett (2011, p271-272), se puede definir de la forma

$$S_f = a * N^b \quad (2)$$

Donde a y b son ecuaciones que relacionan el esfuerzo último con el de resistencia a la fatiga.

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (3)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad (4)$$

Donde:

S_{ut} : Esfuerzo último de un material, [MPa].

f : Es la fracción de resistencia a la fatiga mostrada en el anexo 2, [adimensional].

Si se produce un esfuerzo completamente invertido haciendo $S_f = \sigma_{inv}$ el número de ciclos de falla se puede estimar despejando de la ecuación 2.

1.2.6 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

Generalmente los esfuerzos fluctuantes presentes en los elementos de máquina adoptan el patrón de una onda sinusoidal como en la figura 3, debido a la naturaleza de las máquinas rotatorias.

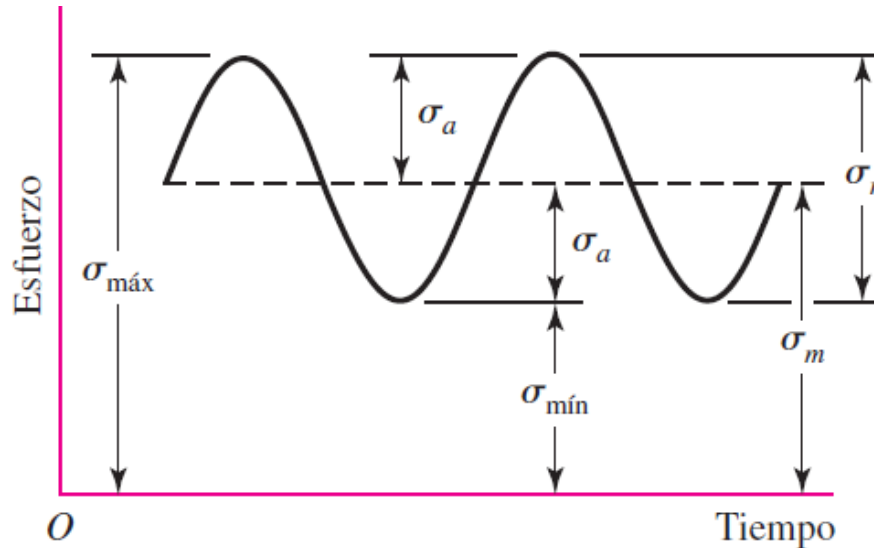


Figura 3. Ejemplo de esfuerzos alternantes en función del tiempo

Fuente: Budynas y Nisbett, 2011, p287

Se ha determinado que en los patrones periodicos existe un solo máximo y un solo mínimo de la fuerza, los valores de componente de intervalo medio y de la amplitud se definen respectivamente de la siguiente manera (Budynas y nisbett, 2011, p287).

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (5)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (6)$$

Donde:

F_{max} : Valor de fuerza máxima

F_{min} : Es el valor de la fuerza mínima

1.2.7 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

La ecuación 1 permite estimar el límite de resistencia a la fatiga para una muestra de laboratorio, sin embargo, para determinarlo en un elemento de máquina, éste valor debe ser corregido mediante los factores de corrección de Marín, y así obtener un nuevo S_e .

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (7)$$

1.2.7.1 Factor de corrección de superficie (K_a)

El factor de superficie depende del acabado de la superficie del elemento y del esfuerzo último.

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (8)$$

Los valores de a y b se determinan mediante la tabla del anexo 3.

1.2.7.2 Factor de corrección de tamaño (K_b)

Los efectos del tamaño para flexión y torsión pueden expresarse como

$$K_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (9)$$

1.2.7.3 Factor de corrección de carga (K_c)

Los valores medios de factores de carga se definen de la siguiente manera

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (10)$$

1.2.7.4 Factor de temperatura (K_d)

El límite de resistencia a la fatiga también depende de la temperatura de operación, si se conoce solo la resistencia a la tensión a temperatura ambiente

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (11)$$

Los valores del factor de temperatura se pueden observar en el anexo 4. Si no se conoce la temperatura máxima para determinar el esfuerzo a tensión, entonces $K_d = 1,0$

1.2.7.5 Factor de confiabilidad (K_e)

El factor de confiabilidad se puede estimar de acuerdo a la tabla en el anexo 5.

1.2.7.6 Factor de efectos varios

Depende de las condiciones a las que se exponen los elementos, tales como corrosión, recubrimientos electrolíticos, metalizado por aspersión, corrosión, etc. (Budynas y Nisbett, 2011, p273-282).

1.2.8 Métodos de viga rotativa para medir la resistencia a la fatiga

La técnica de la probeta de rotación en flexión con la máquina de Moore es la prueba mejor conocida. Un motor hace girar un espécimen cilíndrico, normalmente a 1800 RPM o superior, mientras un contador graba el número de ciclos; las cargas son aplicadas en el centro del espécimen como se muestra en la figura 4. Maneja además un interruptor, que detiene la prueba en el momento que se causa la fractura y los pesos descenden. Los pesos producen un momento que causa la flexión del espécimen en su centro.

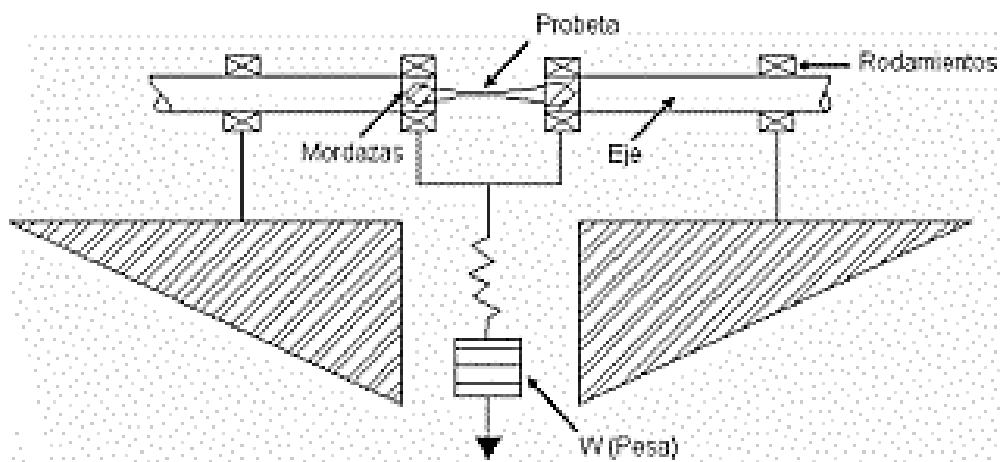


Figura 4. Esquema de la máquina de Moore.

Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, 2008, p6

Otro método común para medir la resistencia a la fatiga de un material es el ensayo de viga rotatoria cargada en voladizo, uno de los extremos de la probeta maquinada se sujeta al eje de un motor y en el extremo opuesto se sostiene un peso de acuerdo a la figura 5. Inicialmente, la probeta tiene un esfuerzo inducido en tensión actuando sobre la superficie superior, en tanto que la superficie inferior está sometida a compresión.

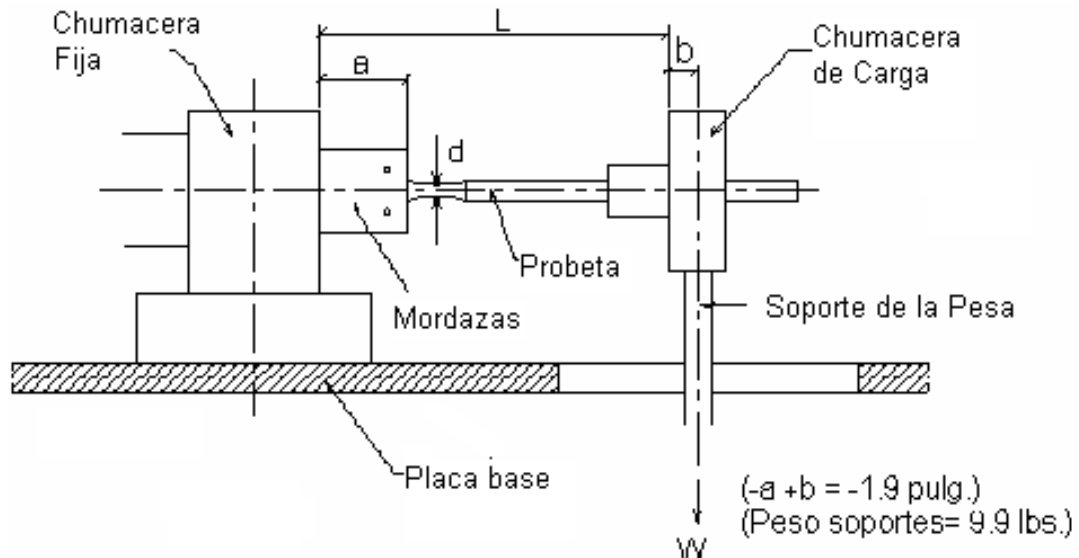


Figura 5. Esquema de máquina de fatiga en voladizo.

Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, 2008, p7

Para ambos casos cuando la probeta gira 90° los puntos que inicialmente estaban bajo tensión y compresión, no están sujetos a esfuerzo alguno. Después de media revolución, las partículas que originalmente estaban en tensión, pasan a compresión y viceversa. Por lo que el esfuerzo en cualquier punto pasa a través de un ciclo sinusoidal completo desde un esfuerzo máximo a tensión hasta un esfuerzo máximo a compresión. Después de un número repetido de ciclos la probeta puede fallar (Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito 2008).

1.2.9 Muestras para ensayos de fatiga

Para la ejecución del ensayo de fatiga, se requiere el uso de muestras estandarizadas según la norma ASTM E466, la cual es la indicada para la realización de ensayos de fatiga con fuerza axial controlada.

La norma indica que para la probeta mostrada en la figura 6 se pueden emplear diámetros de sección de prueba (D) entre 5,08 mm y 25,4 mm; mientras que para los diámetros de los extremos de sujeción se recomiendan áreas de sección transversal desde 1,5 a 4 veces el área del diámetro D , la longitud (L) de la zona de prueba debe ser de 2 a 3 veces el diámetro de sección de ella, y por último el radio (R) que está entre la sección de prueba y los extremos debe ser mínimo 8 veces el diámetro menor de la probeta.

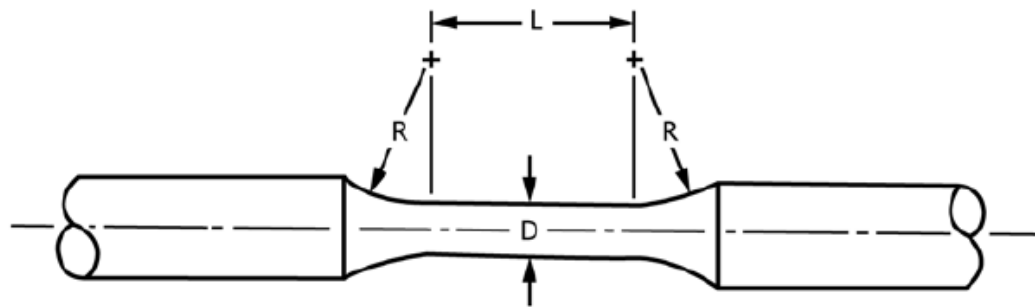


Figura 6. Probeta con radios tangenciales entre la zona de prueba y los extremos.

Fuente: Norma ASTM E-466, 2015, p2

Para la probeta mostrada en la figura 7, se establece que el radio de curvatura (R) no debe ser menor que ocho veces el diámetro de sección de prueba y la longitud de la sección reducida debe ser mayor a tres veces el diámetro de sección D ; las otras relaciones de dimensiones son las establecidas en la figura 6 (ASTM E466, 2015).

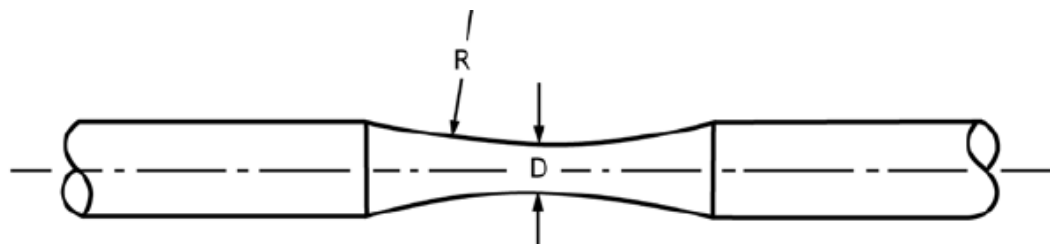


Figura 7. Probeta con radio continuo entre los extremos.

Fuente: Norma ASTM E-466, 2015, p3

1.2.10 Acero AISI 4140

Acero grado al Cromo-Molibdeno con buena resistencia a la tensión, torsión y a la flexión. Para piezas y partes de maquinaria de uso general. Normalmente no requiere un tratamiento térmico adicional. Conserva la dureza y resistencia a altas temperaturas gracias al Cromo y Manganeso. Son menos susceptibles al fragilizado, debido al revenido por el Cromo y Molibdeno. Poseen buenas características de endurecido profundo, ductilidad y capacidad para soldarse. Presenta alta resistencia en pequeñas y media medida para la construcción de máquinas (Bohórquez y Viloría, 2016).

Tabla 1. Composición química para el acero AISI 4140.

Elemento	Porcentaje en peso (%)
C	0,38-0,43
Cr	0,8-1,1
Mo	0,15-0,25
Ni	0,12
Mn	0,75-1
Si	0,15-0,35
P	0,02
S	0,003
Cu	0,19

Fuente: Bohórquez y Viloría, 2016, p33

1.3 ANTECEDENTES

El concepto de fatiga se conoce a partir del curso de materiales de ingeniería I del programa de ingeniería mecánica, donde se exponen temas como: origen, fases de crecimiento de grietas y tipos de falla por fatiga; posterior a ello, en el curso de Diseño de máquinas I, es donde se habla de la forma en que se observa experimentalmente y de cómo afecta en la disminución de la resistencia de un elemento sometido a este fenómeno, este se puede simular por medio de equipos que permiten someter una probeta a un tipo de esfuerzos cíclicos los cuales pueden ser:

- ✓ Axiales
- ✓ por flexión rotativa
- ✓ de flexiones planas
- ✓ de choque repetitivos
- ✓ de esfuerzos combinados.

Normalmente en una práctica de este tipo, lo que se quiere obtener es un gráfico de esfuerzos contra ciclos, determinar el límite de resistencia a la fatiga e incluso establecer la ecuación para la resistencia a la fatiga dentro del régimen de vida finita.

1.3.1 Máquinas de esfuerzos axiales

1.3.1.1 Máquina con pulsador Amsler

El pulsador Amsler como se observa en la figura 8, es movido por aceite a presión; donde se obtienen variaciones de presión entre un límite superior y un límite inferior, ambos positivos. Los impulsos de carga que se aplican con la máquina varían con el tiempo de forma sinusoidal, pudiéndose regular la frecuencia de las pulsaciones entre 60 y 600 por minuto.

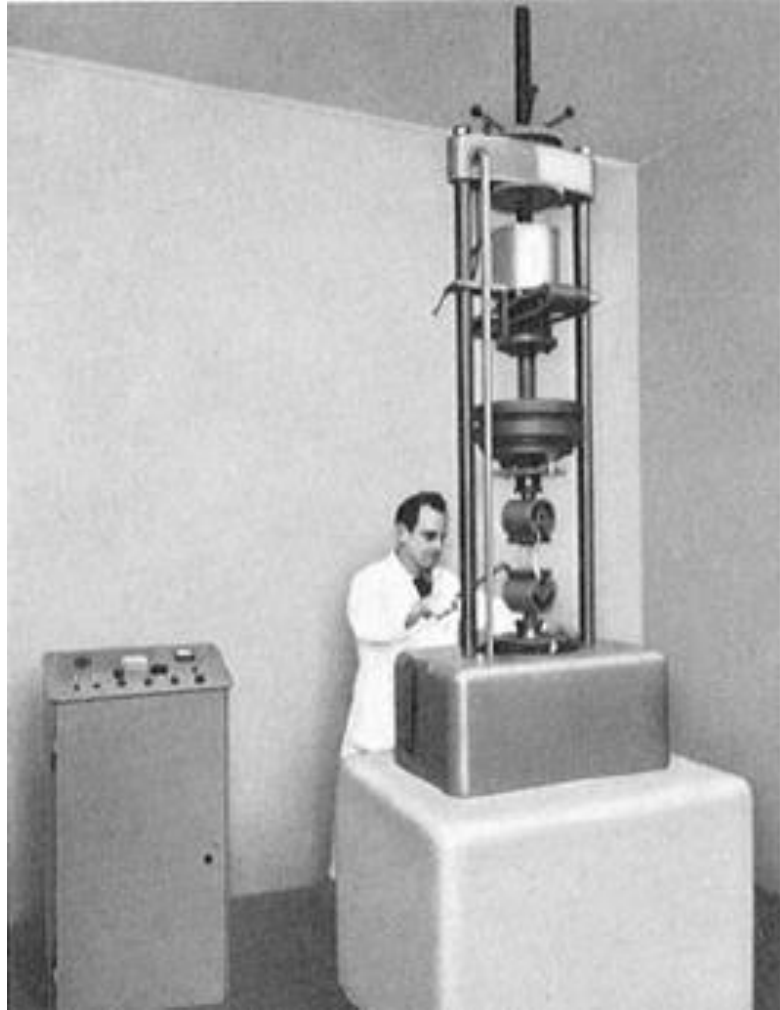


Figura 8. Máquina con pulsador Amsler.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p11

1.3.1.2 Máquina universal Trayvou

Es utilizada para realizar ensayos estáticos y dinámicos, esta máquina cuenta con un pulsador hidráulico que permite producir oscilaciones regulares de carga entre los límites como se muestra en la figura 9. Estos límites de variación de carga del pulsador sobre la probeta pueden ajustarse entre un máximo y un mínimo. La frecuencia de oscilación es regulada en función de la velocidad de distribución del distribuidor alcanzando hasta unos 600 rpm.

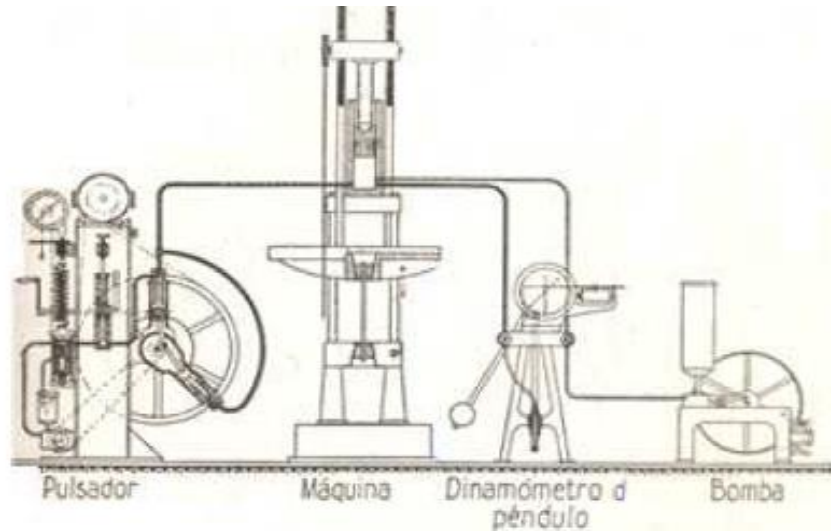


Figura 9. Máquina universal Trayvou.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p10

1.3.2 Máquinas por flexión rotativa

1.3.2.1 Máquina de flexión en ménsula

Wöhler desarrolló la primera máquina de ensayo por flexión rotativa en ménsula como en la figura 10. En esta máquina doble, el esfuerzo está dado por la tensión de un resorte y la velocidad de rotación es de 80 rpm, el momento de flexión varía linealmente con la distancia considerada desde el eje hasta el punto donde se aplica la carga.

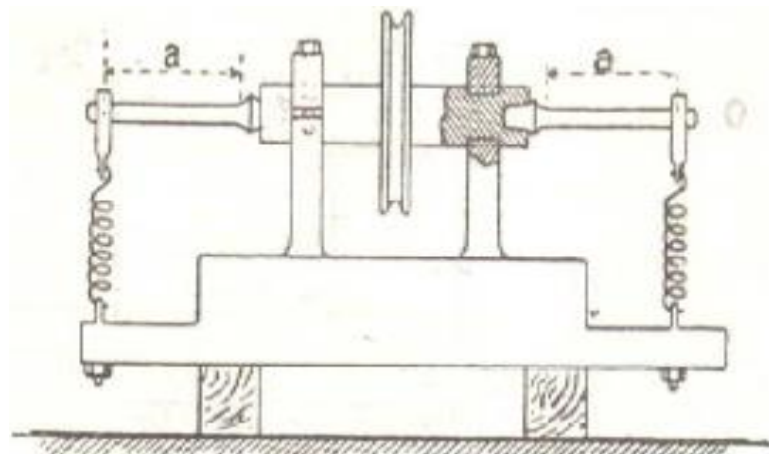


Figura 10. Máquina de flexión en ménsula.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p12

1.3.2.2 Máquina Sondericker

Es una modificación de la máquina de Wöhler, se puede observar en la figura 11 que en este caso la fuerza se aplica en el centro de la probeta mientras se sujeta por los extremos. Tiene como ventaja el producir un momento de flexión constante a lo largo de la probeta.

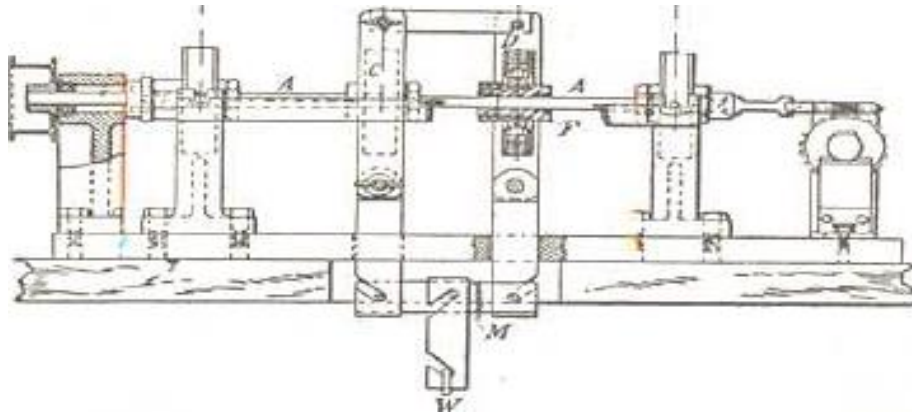


Figura 11. Máquina Sondericker.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p12

1.3.2.3 Máquina Schenck

De acuerdo a la figura 12 se muestra que en esta máquina la carga se aplica mediante un sistema brazo-balanza, por medio de un peso que puede ser movido al momento de realizar el ensayo. La probeta es girada mediante un motor eléctrico que se encuentra montado sobre una estructura.

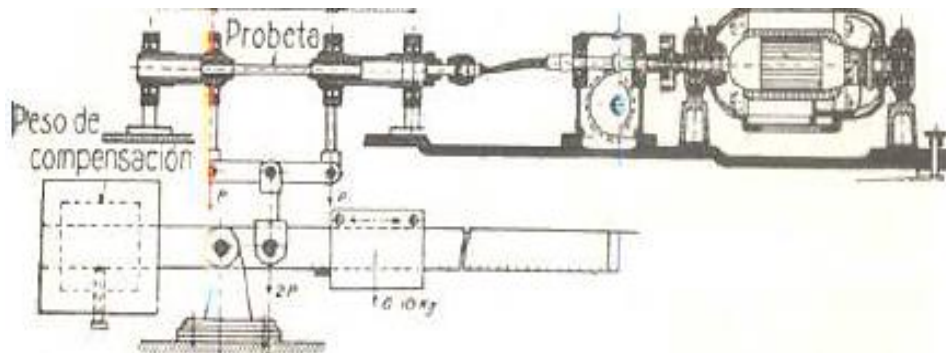


Figura 12. Máquina Schenck.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p13

1.3.3 Máquinas de flexiones planas

1.3.3.1 Máquina Scheng-Erlinger

Esta máquina funciona a unas 1400 flexiones por minuto, los esfuerzos de flexión están dados por una carga excéntrica ajustable a una biela en donde una de las cabezas de la probeta gira sobre una palanca de mando. El otro extremo está sujeto a un resorte helicoidal, en donde se determina el momento de flexión ejercido según el grado de deformación medida por dos comparadores que se muestran en la figura 13.

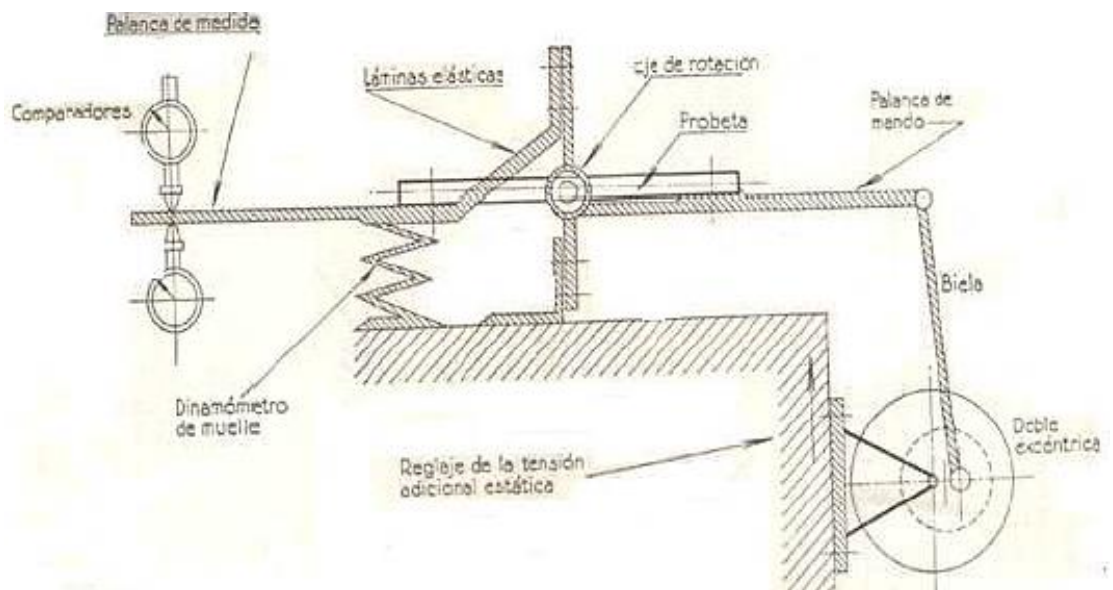


Figura 13. Máquina Scheng-Erlinger.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p14

1.3.3.2 Máquina alemana DVL

La probeta a ensayar es montada sobre dos mandíbulas, las cuales son unidas a un árbol de manivelas que permiten ejercer flexiones alternadas sobre la probeta, por medio de un sistema de placas articuladas como se muestra en la figura 14.

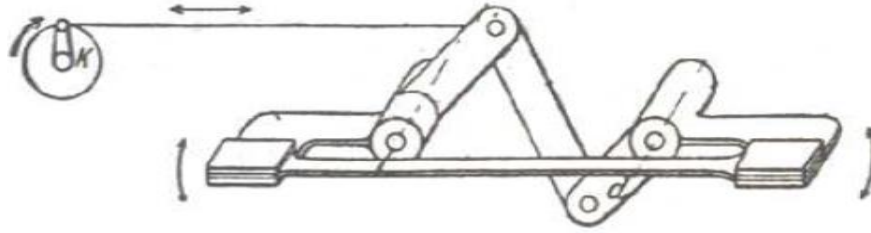


Figura 14. Máquina alemana DVL.

Fuente: Tobar y carrillo, 2010, p14

1.3.4 Máquina de choques repetitivos

1.3.4.1 Máquina Maybach

Esta máquina permite determinar los esfuerzos del metal en el momento del choque. Sobre dos puntos separados, la probeta recibe choques por medio de rodillos que son accionados por un motor eléctrico. La frecuencia de los choques es de 60 a 80 ciclos por segundo, y así la ruptura se origina en dos puntos diametralmente opuestos (Tobar y carrillo, 2010).

1.3.5 Máquinas de esfuerzos combinados

1.3.5.1 Máquina de ensayo Cough y Pollard

Es una máquina construida para realizar ensayos sobre probetas de acero y fundiciones sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión alternadas. En este tipo de máquinas la probeta está sometida a flexiones y torsiones planas al mismo tiempo. La variación de la regulación de esfuerzos se efectúa modificando el ángulo del eje de la probeta respecto al eje de la máquina (Tobar y carrillo, 2010).

1.4 ESTADO DEL ARTE

Los trabajos relacionados con el diseño de máquinas de fatiga se expresan a continuación:

- ✓ Chamba y Páez (2009) realizaron el proyecto diseño y construcción de una máquina de ensayo de metales sometidos a fatiga por flexión rotativa con capacidad de 30 kgf-m, para el laboratorio de resistencia de materiales de la carrera de ingeniería mecánica

de la Universidad Politécnica Salesiana, con sede en Quito; la cual permite analizar los esfuerzos equivalentes para la fractura que sufra el material y elaborar la gráfica o diagrama de Wöhler. El motor empleado en esta máquina tiene una velocidad angular de 1800 RPM y una potencia de 0,5 HP; el costo para la realización de este proyecto fue alrededor de \$ 6'200.000.

- ✓ En la universidad Industrial de Santander se realizó el diseño y la construcción de un banco para pruebas de fatiga bajo flexión rotativa de probetas en voladizo bajo la norma ASTM E-606 (Escamilla & Mojica 2010), con el cual se puede determinar las fallas en aceros de bajo carbono tales como los AISI 1020, 1045 y 4140, y de esta manera se dotó con esta herramienta de gran importancia a la escuela de Ingeniería Mecánica de esta Universidad, para la mejor comprensión del fenómeno de fatiga bajo determinadas condiciones de carga en el área de diseño de máquinas. Al momento de realizar ensayos, las pruebas se realizaron a 12 probetas de cada uno de los materiales mencionados y arrojaron valores cercanos a los teóricos. Se seleccionó un motor de 0,75 HP que gira a 3430 RPM.
- ✓ García y Arévalo (2010), egresados de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña construyeron un banco de pruebas de fatiga bajo esfuerzos rotativos de flexión que permite realizar ensayos a muestras tanto en dos apoyos como a muestras en voladizo. Para ello utilizaron muestras estandarizadas bajo la norma ASTM E-466 y el software de diseño mecánico SolidWorks con el cual se generó un diseño optimo o adicionando mejoras al mismo.
- ✓ En la Escuela Politécnica Nacional en la ciudad de Quito, surgió el proyecto de rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria (Tobar & Carrillo 2010). En el cual se buscaba realizar

ensayos más cuidadosos teniendo en cuenta el uso de probetas estandarizadas y con ello formar una base de datos en un diagrama esfuerzo contra deformación, el costo de este proyecto está alrededor de \$6'500.000.

- ✓ En la escuela superior politécnica del litoral se realizó el rediseño y la construcción de un banco de pruebas experimentales de fatiga para el laboratorio de ingeniería mecánica con sede en la ciudad de Guayaquil, Ecuador (Polanco 2011); con el fin de realizar ensayos de fatiga en flexión rotativa del acero AISI-SAE 1018 por el método esfuerzo vida, y posteriormente, elaborar una base de datos de curvas S-N-P. El motor requerido tiene una potencia de 1 HP y gira a una velocidad de 1800 RPM, la máquina puede soportar una carga máxima de 40 kg y someter las muestras a un momento máximo de 29,43 kN-m.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES

El proyecto tuvo como producto final una máquina que permite realizar ensayos de fatiga, para garantizar el buen procedimiento de construcción se usó la norma ASTM E466 como guía para establecer los parámetros de operación, además se implementó como base de estudio los proyectos dedicados al diseño de estas máquinas.

El diseño se constituyó con el fin de realizar pruebas a partir de probetas estándares en materiales con esfuerzo último similar o inferior al acero AISI 4140 en estado de entrega, sin embargo, se puede emplear para verificar el comportamiento en probetas con alteraciones como rugosidad, ranuras, agujeros, chaveteros, etc.

La máquina de ensayos de fatiga es capaz de llevar la probeta a la ruptura para el caso de vida finita, está diseñada para realizar ensayos sobre probetas que tengan un diámetro de prueba máxima de 9 mm, ya que tiene la capacidad de aplicar una carga máxima de 630 N.

Para la fabricación de la máquina se utilizaron materiales y partes adquiridos en la ciudad de Montería, y otros elementos que fueron adquiridos por pedido de otros lugares de Colombia; la construcción se efectuó en el laboratorio de materiales y procesos de la universidad de Córdoba.

Para la operación y recolección de datos se dispone de un sensor para medir las revoluciones y captarlas mediante un contador digital de hasta 8 dígitos; para la medición de la carga se utilizó un sensor de carga tipo S con capacidad de 100 kg, que envía una señal a una tarjeta de ARDUINO y muestra el valor en una pantalla. Está dirigido para el laboratorio de materiales y procesos de la universidad de Córdoba, como medio para complementar el aprendizaje de la comunidad estudiantil.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1.1 Consideraciones iniciales

La estimación del diseño de la máquina se hizo de manera que las personas puedan operarla de pie, que sea un dispositivo portátil y poder situarla en una mesa del laboratorio, las cuales tienen una altura aproximada de 0,9 m. Como base para los parámetros de operación se siguieron los lineamientos de la norma ASTM E466 que, por indicaciones de esta, la frecuencia de ciclos es de 60 RPM hasta 6000 RPM que pueden ser accionados por un motor eléctrico y se debe garantizar que el esfuerzo aplicado durante el ensayo no debe variar más del 2 % del valor requerido.

De acuerdo a lo expuesto en los antecedentes, una de las formas en que se realizan ensayos de fatiga es empleando el método de viga en voladizo, es decir, se sujeta la probeta a un sistema de rotación en un extremo y se imprime una carga radial en el otro como en la figura 15. Se usó el sistema de tornillo de potencia que al ser accionado aplica la carga F . Los factores principales del sistema de carga en una viga en voladizo son: carga, material y longitud entre el punto de prueba y el de aplicación de carga.

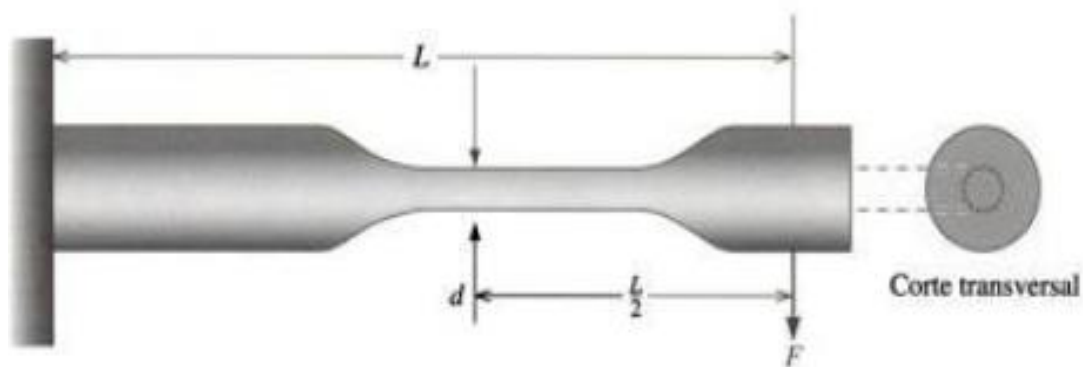


Figura 15. Carga en una viga en voladizo

Fuente: Askeland, 2004, p286

2.1.2 Dimensiones de las probetas

El tipo de muestra que se usó son los especímenes con radio continuo entre hombros, como se indica en la figura 16. Se usaron probetas con una longitud de extremo a extremo de 220 mm, diámetro de sujeción de 19,05 mm y un diámetro de prueba de 9 mm. Con tolerancias permisibles de dimensión $\pm 0,03$ mm y rugosidad máxima de $0,2 \mu\text{m}$ (Ra).

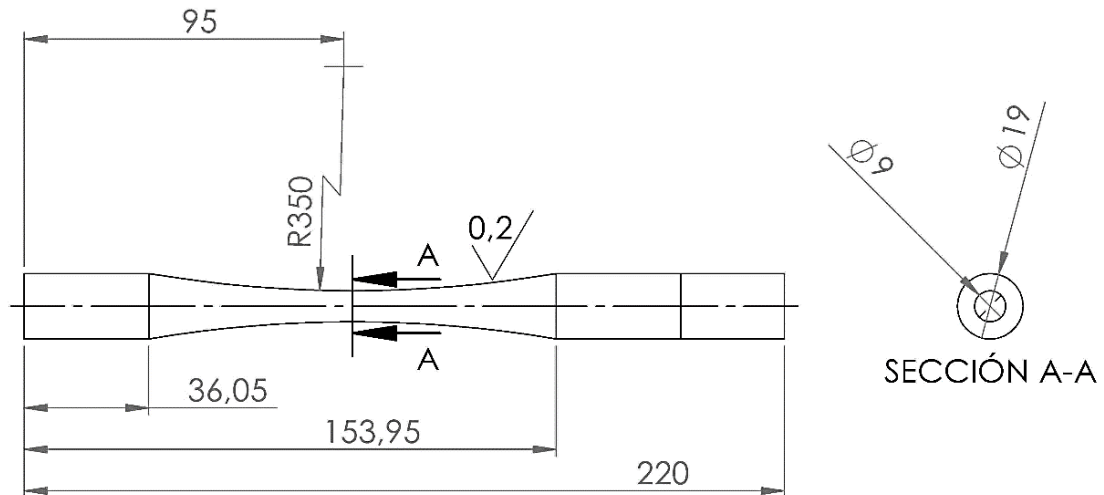


Figura 16. Dimensiones de la probeta.

Fuente: Autores, 2017

2.1.3 Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta

Con el fin de que la máquina sea capaz de llevar la probeta al esfuerzo último mediante carga radial y considerando probetas de acero AISI 4140 adquirido en FERRASA Y CIA que según catalogo tiene un esfuerzo último de hasta 1113 MPa de acuerdo al anexo 1.

Se hizo un análisis de cuerpo libre en el punto A de la probeta como se muestra en la figura 17, que es donde se presenta el esfuerzo máximo debido a las condiciones de momento flector alto y el diámetro de sección más pequeño.

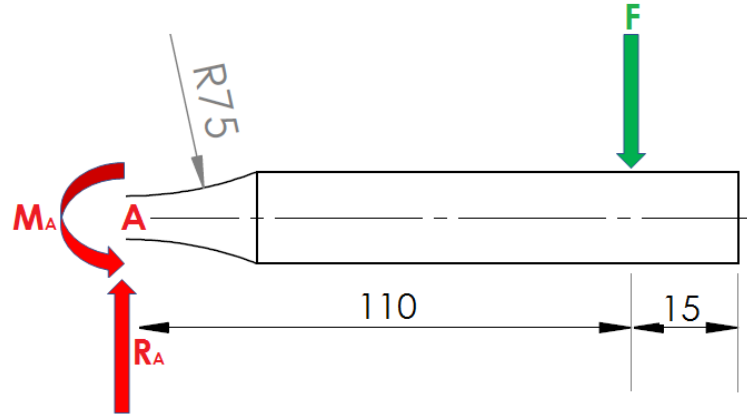


Figura 17. Diagrama de cuerpo libre de la probeta.

Fuente: Autores, 2017

El esfuerzo normal máximo debido a momento flector está dado por la siguiente ecuación (Beer et al, 2013, p188).

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I} \quad (12)$$

Donde

M : Momento flector, [N-mm].

c : Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más externa, [mm].

I : Momento de inercia, [mm⁴]. Ver anexo I4 de Beer et al. (2013).

La cual para un circulo la define como.

$$I = \frac{\pi}{4} r^4 \quad (13)$$

El momento flector para una viga en voladizo con una carga en su extremo de acuerdo a Budynas y Nisbett (2011, p977), está en función de la longitud y la carga de la forma.

$$M = F * l \quad (14)$$

Donde:

F : fuerza radial sobre la viga, [N].

l : longitud desde la aplicación de la fuerza hasta el punto A de la muestra, [mm].

El esfuerzo cortante máximo se define en Beer et al. (2013, p323) y particularmente para un círculo sometido a flexión pura se define como.

$$\tau = \frac{4*V}{3*A} \quad (15)$$

Donde:

V : es el valor del cortante en el punto A, [N].

A : es el área de la sección transversal de la probeta, [mm²].

2.2 DISEÑO DEL DISPOSITIVO

2.2.1 Diseño preliminar

Para el diseño del equipo se tuvieron en cuenta máquinas de ensayo de fatiga para muestras en voladizo realizadas en otros proyectos y algunas encontradas en el mercado, con el fin de formar una idea de los componentes necesarios. Sus componentes se clasificaron en tres grupos de acuerdo a la figura 18; el primero corresponde al sistema que hace rotar la probeta y está conformado principalmente por un motor, un eje, dos rodamientos y una mordaza para sujetar la probeta en un extremo; el segundo consiste en el sistema que ejerce la carga en el otro extremo, el cual consta de una viga fija que sujeta un tornillo de potencia que al actuar ejerce una carga sobre una viga deslizante y se transmite a un rodamiento, guiado a su vez por dos columnas verticales; y el último sistema es el encargado de medir y controlar las variables de carga y ciclos requeridos para la práctica.

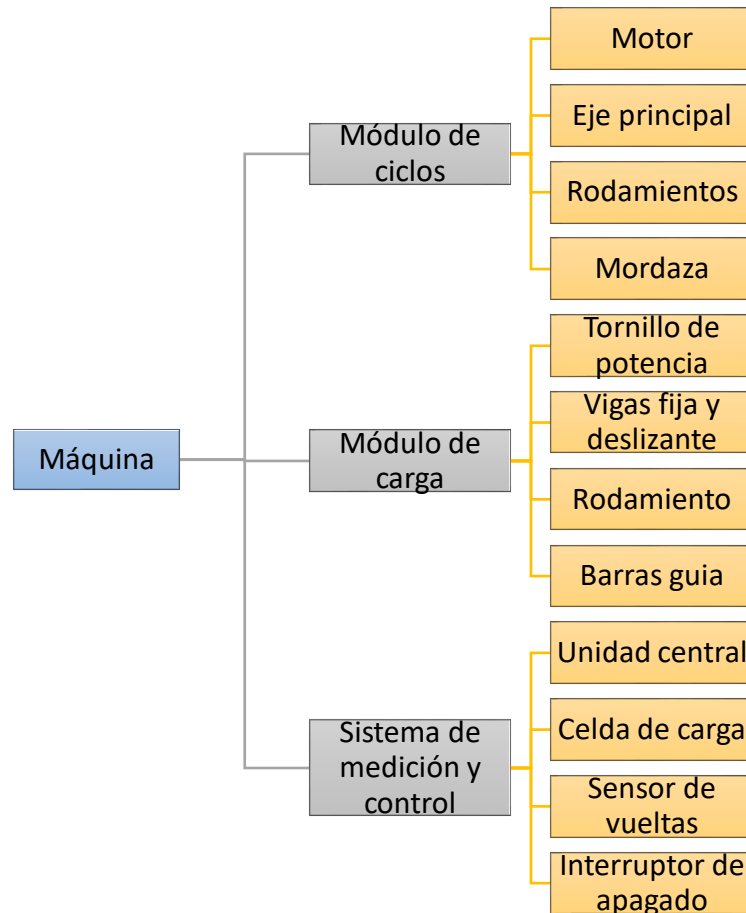


Figura 18. Componentes principales del diseño.

Fuente: Autores, 2017

La máquina se forma con el ensamble de estos equipos montados sobre una placa de acero estructural lo cual permite su transporte, almacenaje y puesta sobre una mesa de trabajo. Utilizando el programa SolidWorks en su versión 2015, se realizó un modelo CAD mostrado en la figura 19 donde se observa el ensamble de las partes o componentes que conforman la máquina.

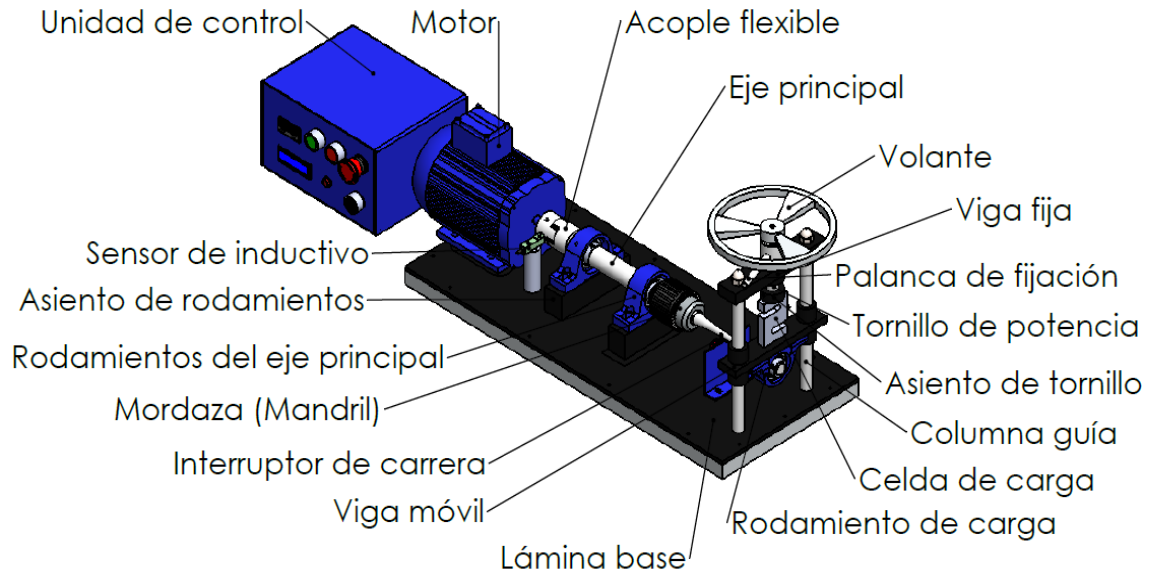


Figura 19. Diseño preliminar de la máquina.

Fuente: Autores, 2017

2.2.2 Consideraciones para mejora del diseño

Inicialmente se realizó un diseño en el que no se consideraron bujes en la viga móvil, lo que dificultaba la acción de deslizamiento a lo largo de las barras guía. Se dio la necesidad de implementar una palanca con rosca en el tornillo de potencia para evitar que este se gire por las vibraciones. Otras consideraciones que se tuvieron en cuenta luego del diseño preliminar fue los sensores de variables ya que estos deben soportar las capacidades requeridas para la operación de la máquina, por ejemplo, el conteo de ciclos se veía afectado al no tener buena frecuencia de respuesta por parte del sensor y el sensor de carga debe soportar las cargas máximas requeridas para un espécimen. También se había realizado un diseño donde la unidad de control estaba fija a la máquina, pero se optó en dejarla por separado para evitar que las vibraciones afecten los elementos electrónicos.

2.2.3 Diseño del módulo para ciclos

El sistema que genera los ciclos está compuesto por los elementos que permiten sujetar la probeta y generar en ella la rotación requerida para el ensayo, la mayoría de estos están señalados en la figura 20.

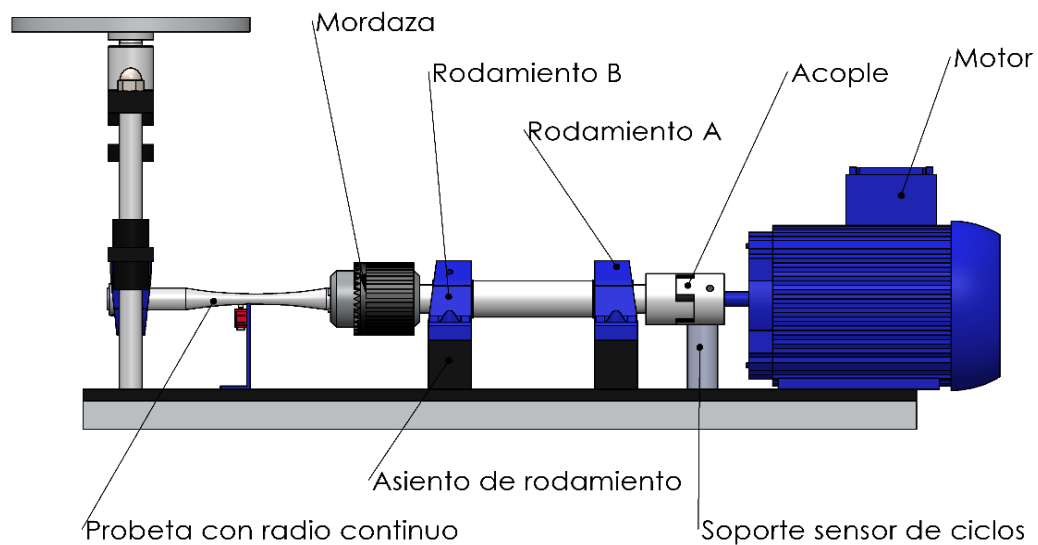


Figura 20. Módulo para generar ciclos en la probeta

Fuente: Autores, 2017

2.2.3.1 Diseño del eje principal

Para el diseño del eje principal, se tuvo en cuenta cambios de secciones, roscas y chaveteros para poder realizar el montaje de rodamientos y acople; teniendo en cuenta que el eje está soportado por dos rodamientos y un extremo sometido a carga radial transmitida por la probeta. Se determinó la distancia entre rodamientos mediante el análisis de un diagrama de cargas contra distancia, con datos obtenidos de simulaciones en MDSolids 3.5. Teniendo en cuenta que las reacciones de carga en los rodamientos sean los mínimos posibles, pero a su vez considerando también que la longitud del eje sea corta para evitar altos momentos flectores y deflexiones. Para el diseño del eje se consideró como material, el acero AISI 4140 templado y revenido ya que es un acero empleado en este tipo de

partes, presentan buen comportamiento a la resistencia a la fatiga, permite un maquinado moderado y se encuentra muy fácil en el mercado. Además, sus propiedades mecánicas permiten hacer un eje de diámetro más pequeño que el de un eje en acero AISI 1045, lo cual afecta positivamente la vida de este elemento.

2.2.3.1.1 Determinación del factor de diseño

Para el diseño de un elemento de máquina es requerido un factor de diseño, pues este debe asegurar que los elementos resistan los esfuerzos a los que se someten; es aún más crítico en elementos de máquinas usadas para realizar pruebas, pues se debe garantizar que los ensayos tengan un mínimo de error. El factor de diseño se puede definir según Budynas y Nisbett (2011, p17) como:

$$n_d = \frac{\text{Resistencia del material}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad (16)$$

2.2.3.1.2 Cálculo del diámetro por análisis estático

Se determinó un diámetro inicial a partir de cálculos estáticos considerando la ecuación de esfuerzo para probetas en voladizo de sección circular, definidos en las ecuaciones 12 y 13 respectivamente.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (17)$$

Donde:

d : Diámetro del eje, [mm].

σ : Es el esfuerzo máximo al que habría que someter la probeta para la falla, [MPa].

De la ecuación anterior se procedió a despejar un diámetro d inicial, conociendo los valores de momento flector y esfuerzo último.

2.2.3.1.3 Cálculo del diámetro por análisis de fatiga

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga S'_e , se calculó mediante la ecuación 1.

Sin embargo, éste valor debe ser corregido mediante los factores de corrección de Marín usando la ecuación 7.

Factor de corrección de superficie (K_a)

Como el eje se obtuvo por procesos de maquinado, del anexo 3 se tiene un $a = 4,51$ MPa y $b = -0,265$, mediante la ecuación 8.

Factor de corrección de tamaño (K_b)

Depende del diámetro calculado se calcula utilizando la ecuación 9.

Factor de corrección de carga (K_c)

Se consideran cargas radiales por tanto tiene un valor de 1.

Factor de temperatura (K_d)

Se considera un valor de 1 ya que se opera a temperatura ambiente.

Factor de confiabilidad (K_e)

De acuerdo a la tabla en el anexo 5, se selecciona para una confiabilidad del 99,9

Factor de efectos varios

Para un ambiente no agresivo, se considera un factor de 1.

Luego, se empleó el criterio de Energía de Distorsión de Goodman (Budynas y Nisbett (2011, p352). Como el eje sólo está sometido a cargas radiales.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{s_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{s_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (18)$$

Donde:

M_a : Es la amplitud del momento, [N-mm].

T_a : Es la amplitud del torque, [N-mm].

M_m : Es el valor medio del momento, [N-mm].

T_m : Es el valor medio del torque, [N-mm].

K_f : Es el factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión, [Adimensional].

K_{fs} : Es el factor de concentración de esfuerzo por fatiga a torsión, [Adimensional].

Para la primera iteración se considera el eje solo sometido a cargas de flexión:

$$M_a = 107087,01 \text{ N} - \text{mm}$$

$$T_a = 0$$

$$M_m = 0$$

$$T_m = 0$$

Se requiere K_f definido como ((Budynas y Nisbett (2011, p281):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (19)$$

Donde.

q : es el factor de sensibilidad de la muesca, [Adimensional].

K_t : Factor de concentración de esfuerzo por carga axial, [Adimensional].

Luego debido al torque

$$K_{fs} = 1 + q_c(K_{ts} - 1) \quad (20)$$

Donde.

q_c : es el factor de sensibilidad de la muesca, [Adimensional].

K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzo por torque, [Adimensional].

Se consideró una relación entre diámetros de soporte de hombro $D/d = 1,2$ y una relación $r/d = 0,1$.

2.2.3.2 Selección del motor

El motor requerido debe tener una velocidad nominal de 1800 rpm o de 3600 rpm, pues se unirá al eje sin reducción de velocidad ya que cumplen con las velocidades establecidas

en la norma ASTM E466. Para efectos de estimar el torque requerido se tuvo en cuenta el par torsor generado por la fricción de los rodamientos, el cual está dado de la siguiente manera. (Tobar & Carrillo, 2010, p74)

$$T = 0,5\mu Rd \quad (20)$$

Donde

T: par torsor producido por los rodamientos [N-mm].

μ : coeficiente de rozamiento [Adimensional].

R: carga aplicada sobre el rodamiento, [N].

d: diámetro interno del rodamiento [mm].

La potencia requerida está definida según Budynas y Nisbett (2011, p100).

$$H = \frac{T*\omega}{9,55} \quad (21)$$

Donde

T: Par de torsión [N-m].

ω : Velocidad angular, [rpm].

H: potencia, [W].

2.2.3.3 Cálculo de los rodamientos

Como los rodamientos que sujetan al eje no presentan desalineación entre ellos se pueden usar rodamientos rígidos de bolas.

Para definir las horas de trabajo se considera que durante un ensayo en vida infinita se requieren 48 horas; durante la práctica en este régimen de vida se consideran 3 ensayos; considerando 4 prácticas por cada semestre y 10 semestres, da como resultado un tiempo de trabajo de 4800 horas.

Usando la ecuación que define la carga nominal de catálogo para los rodamientos (Budynas y Nisbett 2011, p558).

$$C_{10} = F_D \left(\frac{60L_D n_D}{10^6 (X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_d)^{1/b})} \right)^{1/a} \quad (22)$$

Donde.

C_{10} : Clasificación de catálogo, [kN].

F_D : Carga radial deseada, [kN].

L_D : Vida nominal, [h].

n_D : Velocidad nominal, [rpm].

X_0, θ, b, a : Variables del fabricante especificado en su catálogo de productos

R_D = Confiabilidad [adimensional].

2.2.3.4 Cálculo de las cuñas

Para realizar el cálculo de las cuñas y sus respectivos cuñeros, inicialmente se considera el diámetro de los ejes, pues este define la sección de la cuña correspondiente en cada caso mediante la tabla en el anexo 8 y las fuerzas a las que está sometida de acuerdo a la figura 21.

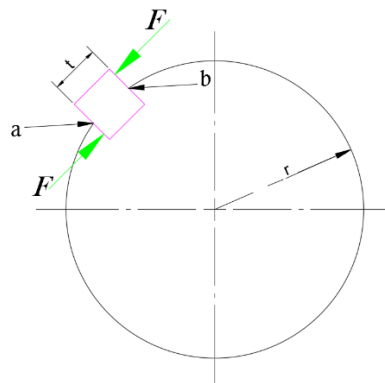


Figura 21. Fuerzas en una cuña.

Fuente: Autores, 2017.

Conociendo el par torsor que se tiene que transmitir, se calcula la fuerza en la superficie a partir de la expresión.

$$T = F * r \quad (23)$$

Donde:

T : Es el torque transmitido, [N-mm].

F : Es la fuerza tangencial en la superficie del eje, [N].

r : es la dimensión radial del eje, [mm].

Mediante la teoría de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad (24)$$

Donde:

S_y : Es la resistencia a la fluencia, [MPa].

La falla por cortante creará un esfuerzo de

$$\tau = F / tl \quad (25)$$

Donde:

t : Es el ancho de la cuña, [mm].

l : Es la longitud de la cuña, [mm].

Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad, se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (26)$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (27)$$

Basado en ejercicio resuelto de Budynas y Nisbett (2011, p377).

2.2.3.5 Selección del sistema para sujetar la probeta

La selección del sistema para sujetar la probeta se hizo teniendo en cuenta que fuera capaz de sujetarla en un extremo donde el diámetro es de 19 mm aproximadamente y que cuente con un agujero que permita sujetarse al eje principal mediante el sistema de roscas.

2.2.3.6 Selección del acople

Para transmitir la rotación del motor al eje se optó por conectarlos mediante un acople que permita cierto grafo de desalineación ya que el montaje de ejes se hace de manera artesanal. Debe ser capaz de transmitir un torque mínimo requerido para los rodamientos y operar a la velocidad angular del motor, en el anexo 9 se muestra un recorte del catálogo empleado en la selección.

2.2.4 Diseño del módulo de cargas

Inicialmente se identifican los componentes que se utilizan para ejercer la carga sobre la probeta. En la figura 22 se observan los elementos que conforman este sistema.

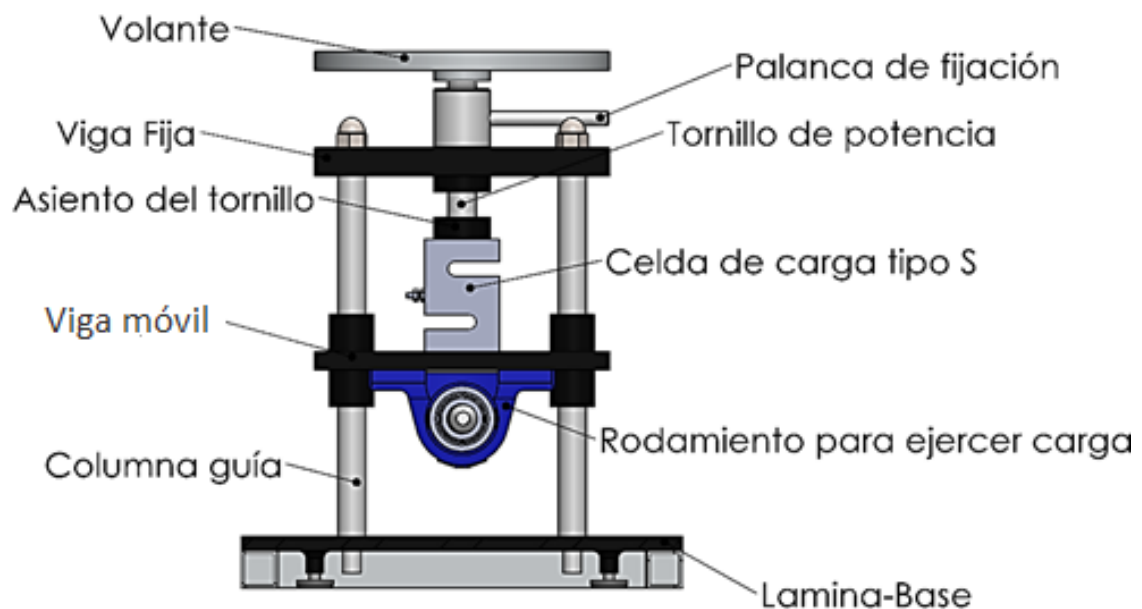


Figura 22. Módulo para generar carga en la probeta

Fuente: Autores, 2017

2.2.4.1 Cálculo de la viga móvil

Al someter la probeta a una carga, esta ejerce una carga de reacción del mismo valor, se transmite por las bases del rodamiento de carga hasta la viga móvil y es soportada por el tornillo de potencia ya que se transmite por la celda de carga como se muestra en la figura 22. La viga móvil también debe tener la capacidad de deslizarse a lo largo de las barras guía por lo que se consideró hacer orificios e insertar bujes.

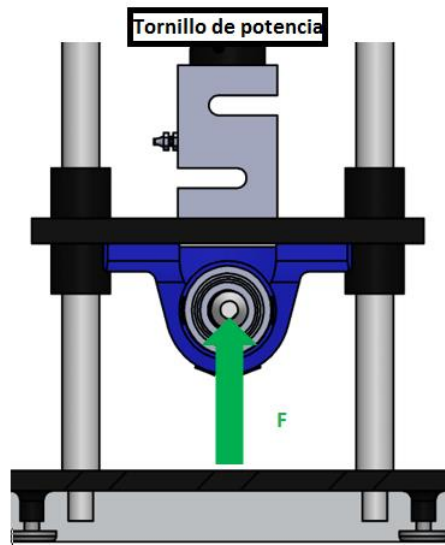


Figura 23. Carga en la viga móvil aplicada por el rodamiento.

Fuente: Autores, 2017

Para el estudio de esta se consideró un análisis de viga sometida a flexión (Beer et al, 2013, p188), considerando un factor de diseño y un esfuerzo permisible máximo similar al esfuerzo de fluencia.

$$\frac{s_y}{n} = \frac{MC}{I} \quad (28)$$

El momento de inercia para una sección rectangular está dado por (Beer et al, 2013, p188).

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad (29)$$

Donde

b: longitud de la base de la sección, [mm].

h: altura de la sección, [mm].

C: dimensión desde el eje neutro hasta el extremo más lejano, [mm].

n: factor de seguridad

Por tanto, el esfuerzo queda de la siguiente forma

$$\frac{s_y}{n} = \frac{6M}{bh^2} \quad (30)$$

En los orificios guía de la viga móvil se insertaron bujes. Para seleccionar el buje se consideró como un elemento cuasiestático con respecto a la barra donde se desliza y como material de acuerdo al anexo 15, se consideró el bronce, ya que ofrece buen rendimiento en lubricación comportándose como una esponja que retiene el lubricante; no están bajo cargas radiales, pero si se presenta fricción entre el buje y la barra debido al ajuste.

2.2.4.2 Diseño del tornillo de potencia

Este elemento por un extremo efectúa carga sobre una de las caras de la celda de carga y por el otro se sostiene en las roscas de la viga fija como en la figura 24.

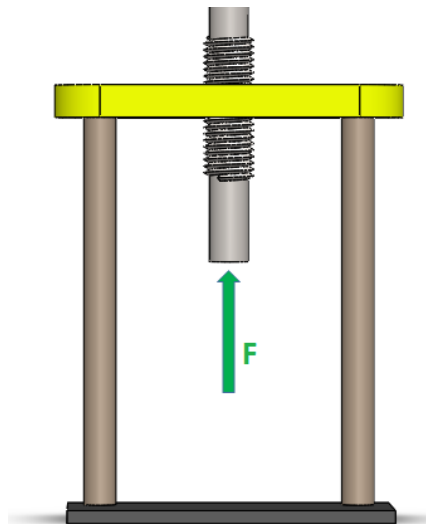


Figura 24. Carga recibida en el tornillo de potencia a causa de la viga móvil.

Fuente: Autores, 2017

Se requiere un tornillo de potencia con el fin de que se produzca auto bloqueo y así evitar alteraciones del valor de carga al que se someten dichas probetas, dentro de los tipos de rosca empleados en tornillos de potencia están: rosca cuadrada, rosca ACME y rosca diente de sierra. Debe ser capaz de transmitir una carga axial y soportar esfuerzos de compresión junto con las condiciones de columna.

Considerando que debe incrustarse en el volante, pasar por la palanca de fijación, la viga fija, y la unión en el asiento, se estima una longitud de 100 mm.

2.2.4.2.1 Estimación del factor de diseño

Como material para la fabricación del tornillo de potencia, se consideró el acero AISI 1020 y el AISI 1045, se escogió el último con esfuerzo de fluencia de 340 MPa; pues es un material con facilidad de maquinado ya que se debe realizar un conformado de rosca y presenta mejor acabado.

El factor de diseño para la construcción de este elemento, además de tener en cuenta que ofrezca un buen servicio y resistencia al trabajo, dado que junto a este elemento opera una celda de carga que transduce su deformación en un valor de resistencia a su salida, entonces también se requiere que la deformación del tornillo durante las pruebas se altere en lo mínimo. Se diseñó este elemento para que la deformación máxima sea de 0,01 mm, es decir, se determinaron unas dimensiones en el que la carga que soporta no se deforma más de lo planteado.

Primero se determinó el área de sección requerida para que falle por fluencia con un factor de 1, mediante la ecuación según Beer et al. (2013, p188).

$$\sigma_y = \frac{P}{A} \quad (31)$$

Utilizando la ecuación que define la deformación de elementos sometidos a cargas axiales (Beer et al, 2013, p53).

$$\rho = \frac{P*L}{E*A} \quad (32)$$

Donde

P : Carga axial, [N].

L : Longitud del elemento, [mm].

E : Módulo de elasticidad del material, [GPa].

A : Área transversal del elemento, [mm²].

2.2.4.2.2 Estimación del diámetro inicial mediante análisis por columna

Para determinar el diámetro mínimo requerido, se hizo necesario realizar un análisis de columna pues se debe evitar que la deflexión o pandeo afecte el sistema; además se estableció un factor de diseño de 17 con el fin de evitar que la deformación plástica afecte el valor de la carga aplicada.

La columna se diseñó para una carga crítica de

$$P_{crit} = n_d P \quad (33)$$

Donde:

P : Es la carga axial en el tornillo, [N].

n_d : Es un factor de diseño, [Adimensional].

Luego se empleó el modelo de J. B. Johnson que es un modelo específico para determinar diámetros de columnas.

$$d = 2 \left(\frac{P_{crit}}{\pi S_y} + \frac{S_y L^2}{\pi^2 CE} \right)^{1/2} \quad (34)$$

Donde:

L: es la longitud del tornillo, [mm].

C: Es la constante de condiciones de extremos, [Adimensional].

E: Modulo de elasticidad de los materiales, [MPa].

Este modelo se empleó del ejemplo de Budynas y Nisbett (2011, p181).

2.2.4.2.3 Cálculo de esfuerzos sobre el tornillo de potencia

Los tornillos de potencia están sometidos a cargas de acuerdo al efecto que se produzca al girarlos, en la figura 25 se muestran las fuerzas presentes.

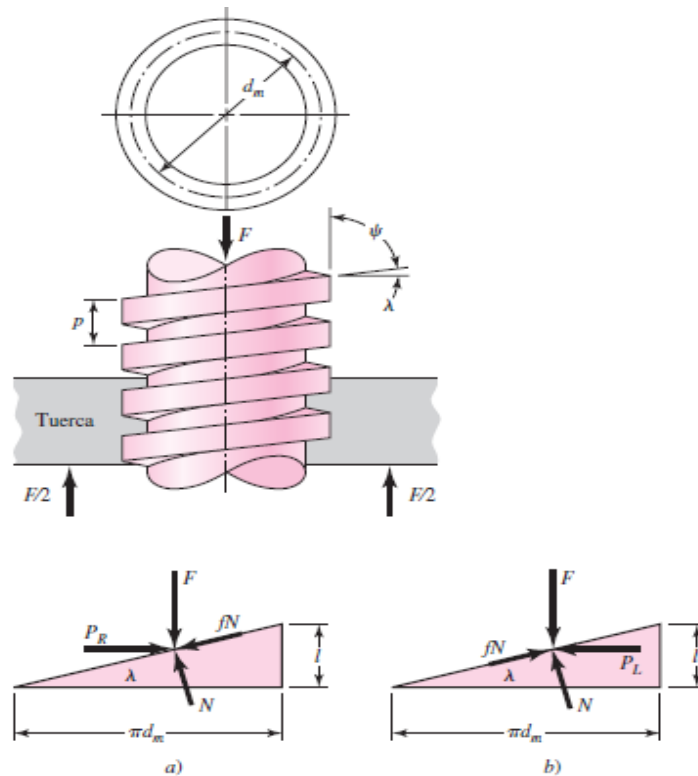


Figura 25. Fuerzas en las roscas de un tornillo de potencia: a) subiendo carga y b) bajando carga.

Fuente: Budynas y Nisbett, 2011, 397

El cálculo de tornillos de potencia se puede determinar de acuerdo a las ecuaciones en Budynas y Nisbett (2011, p397-400) que definen parámetros en este y se expresan de acuerdo a los siguientes pasos.

Se debe verificar la condición de auto bloqueo si se cumple que

$$\pi * f * d_m > l \quad (35)$$

Donde

f : Coeficiente de fricción entre pares de rosca, [Adimensional].

l : es el avance de rosca, [mm].

El diámetro medio del tornillo se define como

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad (36)$$

Luego el diámetro de raíz

$$d_r = d - p \quad (37)$$

Y el avance

$$l = np \quad (38)$$

Donde

d : Diámetro mayor, [mm].

p : Paso, [mm].

Luego se determina el par de torsión para aplicar la carga necesaria a la probeta con la ecuación

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) \quad (39)$$

Como el tornillo hace contacto en un asiento, es necesario calcular el par de torsión requerido

$$T_C = \frac{F f_c d_c}{2} \quad (40)$$

Donde

F : Carga axial en el extremo, [N].

d_m : Diámetro medio del tornillo, [mm].

f_c : Diámetro medio del tornillo, [Adimensional].

d_c : Diámetro medio del tornillo, [mm].

2.2.4.3 Cálculo de la viga fija

La viga fija está sujeta en los extremos por las barras guía y recibe una fuerza en el centro debido a la carga del tornillo de potencia, lo que conlleva a que requiera un orificio en este punto de 25 mm aproximadamente para el paso de dicho tornillo como en la figura 26. Está sometida a una carga radial en el centro y reacciones en las sujeciones extremas.

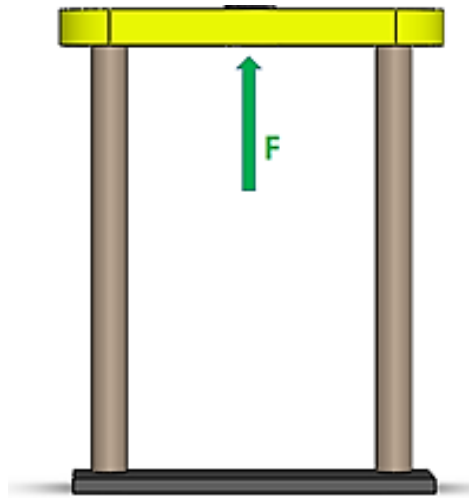


Figura 26. Carga en la viga fija debida al tornillo de potencia.

Fuente: Autores, 2017

2.2.4.4 Diseño de las barras guía

Como las barras están sujetas a la placa fija y ejerce una fuerza hacia arriba debido al tornillo de potencia, se ejercen cargas en las barras de acuerdo a la figura 27. Con el fin de permitir el desplazamiento de la viga móvil, se consideró una longitud aproximadamente de 250 mm.

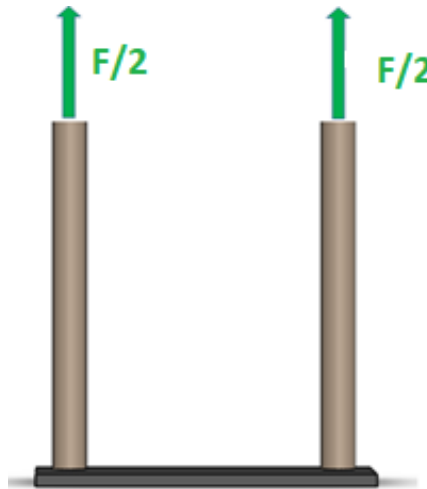


Figura 27. Carga en las barras guía causadas por la viga fija.

Fuente: Autores, 2017

Se tiene que las barras están sometidas a tensión, para el diseño de estos elementos se seleccionó como material el acero AISI 1045 normalizado, pues este posee una resistencia apropiada, es fácil de maquinar y proporciona un buen acabado. En el diseño de estas se calculó el diámetro mínimo requerido a partir de las cargas axiales aplicadas para que no ocurra falla por fluencia, de acuerdo a la ecuación 28.

2.2.4.5 Diseño del volante

Se requiere un elemento para aplicar torque en el tornillo de potencia. Para el diseño se partió de la implementación de una polea comercial de fundición de aluminio, Se calculó el diámetro de periferia de acuerdo al valor del torque requerido y asumiendo una fuerza tangencial aplicada por una persona de 20 N.

Se realizó una simulación en SolidWorks 2015 mediante análisis estático para verificar el factor de seguridad resultante y que el esfuerzo máximo de Von Mises obtenido, estuviera por debajo del límite de fluencia del material implementado, considerando esfuerzo de fluencia de 35 MPa según Toro y Moreno, 2017. Las condiciones del análisis se dan en el anexo 14.

2.2.5 Selección de la lámina base

Para montar los elementos de la máquina, se optó por utilizar una lámina de acero estructural grado ASTM A36 debido a que sus propiedades mecánicas satisfacen la relación resistencia peso, permite realizar el trabajo de perforación y roscado y ofrece buena soldabilidad; para montar los elementos de la máquina se requirió de una lámina con dimensiones que permitan el montaje de cada uno de los elementos de la máquina y un peso considerable que garantice la estabilidad de la máquina. Se realizó una simulación de análisis estático en SolidWorks 2015 teniendo en cuenta el peso del motor, las cargas de reacciones internas y la masa de la propia lámina. Con el fin de verificar el factor de seguridad y que el esfuerzo máximo de Von Mises obtenido, estuviera por debajo de la resistencia a la fluencia del material. En el anexo 14 se dan detalles de la simulación realizada.

2.2.6 Cálculo de sujetadores

La mayor parte de elementos están unidos entre sí por tornillos y pernos, se da la necesidad de calcular los esfuerzos a los que están sometidos, puesto que dichos elementos están bajo cargas de tensión o cortantes transversales. Para determinar el diámetro y longitud de estos elementos, considerando un factor de seguridad, se calcula el esfuerzo y se selecciona de acuerdo a la clasificación de la norma SAE para pernos mostrados en anexo 16, junto con la longitud requerida para cada uno.

Las longitudes para pernos se determinan mediante la relación establecida por Budynas y Nisbett, 2011 de la siguiente forma.

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, l \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, 125 < l \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, l > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad (41)$$

Donde.

l : Corresponde a la longitud de agarre

L_T : Es la longitud de la rosca

La longitud del sujetador debe ser entonces

$$L \geq l + H \quad (42)$$

Donde.

L : Corresponde a la longitud total del perno

H : Es el espesor de la tuerca

2.2.7 Diseño del sistema eléctrico

El sistema eléctrico consta de un sistema de protección, encendido, arranque y parada del motor mediante un contactor e interruptor de carrera para apagar automáticamente el motor en caso de falla de la probeta, también se encarga de alimentar una fuente de voltaje y esta a su vez alimenta los circuitos electrónicos. El esquema de la instalación se realizó en el software Cade-Simu 1.0 en su versión de prueba y se describe en la figura 28.

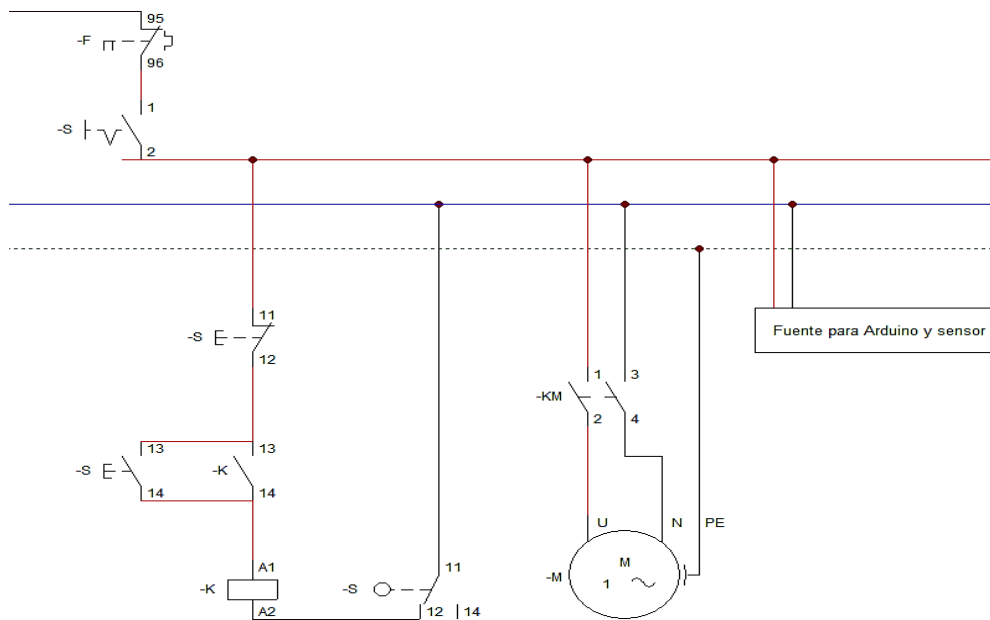


Figura 28. Esquema de conexión eléctrica

Fuente: Autores, 2017

2.2.8 Diseño de la unidad de control

En la tabla 2 se identifican los elementos que hacen parte del sistema eléctrico y los sistemas de medición de cargas y ciclos.

Tabla 2. Elementos del sistema de control

Nombre	Descripción	Marca
Breaker eléctrico	1 Amperio	CHINT
Botón de parada de emergencia		
Contactor	Bobina de 110 Voltios	CHINT
Interruptor de encendido y apagado del sistema		
Botón de arranque		
Botón de parada		
Fuente de voltaje	<div>110/220 Voltios y salidas</div> <div>+5/+5/NC/0/0/+12/-12 Voltios</div>	
Arduino uno		Arduino
Conversor HX711		
Pantalla LCD 16x2		
Módulo I2C		
Contador de ciclos		AUTONICS

Fuente: Autores, 2017

Se empleó un Arduino UNO para recibir la señal de la celda de carga y poder observar el valor de la carga aplicada, se requirió un contador de vueltas para captar las señales del sensor inductivo y se utilizó un contactor que enciende y apaga el motor con el uso de botones.

2.2.8.1 Programación y conexión del Arduino

Para la medición y lectura de la carga, se empleó un Arduino. Para la programación del Arduino se empleó un software libre llamado ARDUINO-NIGHTLY; esta programación consta de dos programas, uno para el calibrado de la celda y el otro es el programa final el cual requiere puesta a cero (García, 2016).

2.2.9 Selección de los elementos de medición

2.2.9.1 Medición de los ciclos

Para la medición de los ciclos se usó un sensor inductivo de marca AUTONICS de referencia PS24N-BN descrita en el anexo 17, el cual mide la frecuencia con que pasa un tornillo ubicado en el acople flexible; esta se conecta a la entrada de un contador también de la marca AUTONICS de referencia LA8N-BN que presenta los datos en una pantalla integrada, la descripción del contador se puede observar en el anexo 18.

2.2.9.2 Medición de la carga

Para la medición de la carga se implementó una celda de carga tipo S-SA de la marca LEXUS con una capacidad de 100 kg la cual se describe en el anexo 19, ubicada entre el tornillo de potencia y la viga móvil; esta envía información debida a la deformación que presenta al ejercer carga en sus extremos.

2.3 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

2.3.1 Construcción de los elementos de máquina

La construcción de los elementos mecánicos que conforman la máquina se hizo bajo las indicaciones de los planos en el anexo 21, se realizó en su mayoría en el laboratorio de materiales y procesos de la Universidad de Córdoba; sin embargo, también fue necesaria la contratación de servicios de terceros en talleres de metalmecánica de la ciudad de Montería para procesos de torneado, soldadura, taladrado y fresado.

Para la compra de material de construcción se debe tener en cuenta los diámetros y longitudes comerciales con el fin de evitar sobre costos en material sobrante y/o tiempos de manufactura, siempre y cuando el proveedor no se limite a vender los materiales con longitudes mínimas. Para efectuar los diversos procesos de construcción se emplearon algunos elementos, los cuales se describen en la tabla 3.

Tabla 3. Herramientas empleadas para la construcción

No	Máquina-herramienta	Servicio	Elemento fabricado
1	Torno	Cilindrado, refrentado y roscado	Eje, barras guía y acople
2	Taladro	Perforaciones en laminas	Perforaciones en lámina base y vigas
3	Pulidora	Eliminación de ángulos finos	Lamina base, vigas y asientos de rodamientos
4	Esmeril	Afilar buriles y brocas	
5	Buril	Cortar acero AISI 4140 (Tungsteno y acero rápido)	
6	Broca	Perforaciones desde 6 mm hasta 19 mm	

Fuente: Autores, 2017

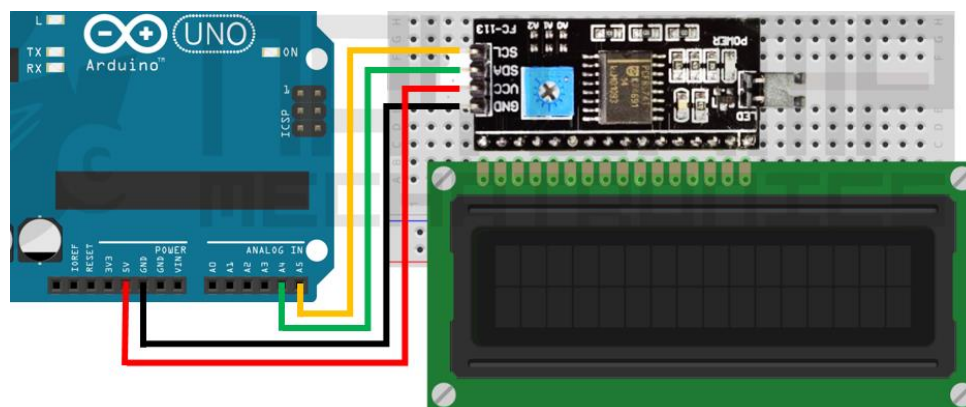
2.3.2 Ensamble de la máquina

La mayoría de los elementos de la máquina se unen mediante el uso de tornillos o pasadores. Se inicia desde el sistema de rotación, luego el de carga y por último se fijan los sensores. Para el ensamble de estos elementos se emplearon herramientas de mano tales como destornilladores, llaves de boca, llaves Allen, llave ajustable.

2.3.3 Ensamble de elementos eléctricos y electrónicos

La conexión de los elementos eléctricos se realiza de acuerdo al diagrama mostrado en la figura 29 y los indicados por los manuales de los elementos en anexos 18, 19 y 20; esto se hace mediante la fijación de cables en los terminales de los componentes.

Fuente: García, 2016



Fuente: García, 2016

2.4.1 Caracterización del acero AISI 4140 empleado en las probetas

70

EN10204 mostrado en el anexo 24, que define la composición química y algunas propiedades mecánicas; sin embargo, también se realizaron pruebas de tensión y análisis metalográfico para verificar el esfuerzo último y el tratamiento térmico del estado de entrega.

2.4.1.1 Propiedades mecánicas

A partir de un ensayo de tensión bajo la norma ASTM E8M (2016), se determinaron algunas propiedades mecánicas, para realizar el ensayo se empleó una probeta cilíndrica como se muestra en la figura 31.

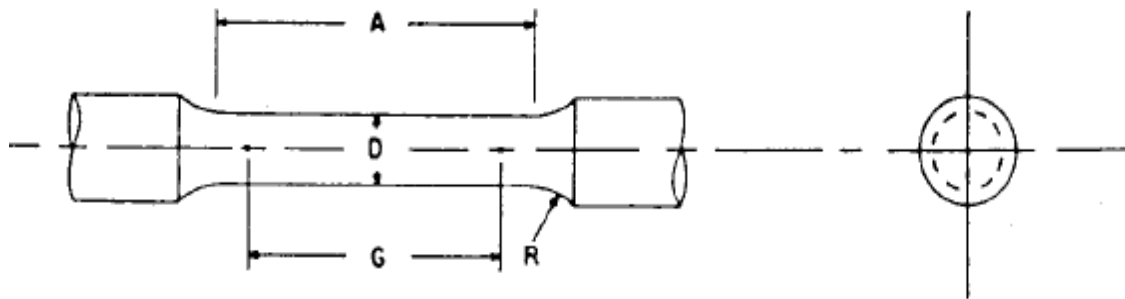


Figura 31. Muestra estándar para ensayo de tensión.

Fuente: ASTM E8M, 2016

Para estos ensayos se usaron las dimensiones indicadas por la sección para espécimen dos que indica un $A=75$ mm, $D=12,5 \pm 0,2$ mm, $G=62,5 \pm 0,1$ mm y $R=10$ mm. Estas probetas se construyeron en torno CNC con barras de 19,05 mm de diámetro.

Los ensayos se realizaron en la máquina MTS C45305 que se muestra en la figura 32, la cual tiene una capacidad máxima de 300 kN y un extensómetro con resolución de 0,001 mm. Se prepararon tres muestras para realizar estos ensayos, los datos tomados son presentados en el programa TW Elite, el cual permite obtener datos y visualizar el diagrama de esfuerzo-deformación.



Figura 32. Máquina para ensayos de tracción

Fuente: Autores, 2017

2.4.1.2 Propiedades metalográficas

Las características metalográficas del acero empleado en las muestras del ensayo de fatiga se determinaron en el laboratorio de materiales y procesos de la Universidad de Córdoba. Este análisis se realizó utilizando el microscopio OLYMPUS GX41, el cual mediante una cámara se pueden obtener fotografías de hasta 50x. Para el análisis metalográfico se utilizó una muestra cilíndrica de 19,05 mm de diámetro comercial y aproximadamente 15 mm de alto, se pulió la muestra utilizando lijas calibre 80, 150, 220, 400, 600 y 1200; para luego darle acabado espejo usando un paño que gira en la pulidora Dace Technologies NANO 1000, adicionándole alúmina de 12 μm durante el proceso con tiempo aproximado de 10 minutos. Luego se atacó la superficie de la muestra con NITAL (HNO_3) al 3% de concentración en volumen en metanol, por un tiempo de 4 segundos y por último se ubicó la muestra en el microscopio como en la figura 33 para luego visualizar las fases visibles y poder capturar imágenes de la estructura metalográfica de esta muestra (ASTM E407, 2015).



Figura 33. Montaje de muestra para observación de fases.

Fuente: Autores, 2017

2.4.2 Construcción de las probetas para ensayo de fatiga

Para la construcción de las probetas se adquirieron barras de acero AISI 4140 con dureza Rockwell C entre 20 y 32; y sección comercial de 19,05 mm, estas fueron maquinadas por la empresa M-TEC de la ciudad de Bogotá mediante la implementación de torno CNC, posterior a esto se procedió a lijar la zona de prueba en dirección axial con lijas calibre 80, 220, 360, 800 y 1200, con el fin de minimizar concentradores de esfuerzos por superficie. Se nombró a cada probeta con su respectiva letra de réplica y nivel de esfuerzo de manera que quedara A1, A2, ..., B5 y B6 marcando por ambas secciones extremas.

Se verificó que el acabado superficial de las probetas fuera menor que $0,2 \mu\text{m}$ (Ra) recomendado por la norma ASTM E466, estas mediciones se realizaron con el rugosímetro MITUTOYO SJ-301 el cual se encuentra en el laboratorio de metrología. Se verificó la exactitud del instrumento de medición comparando con una medida patrón, obteniendo valores cercanos con error del 5 %.

Luego se midió la rugosidad de las probetas como se muestra en la figura 34.

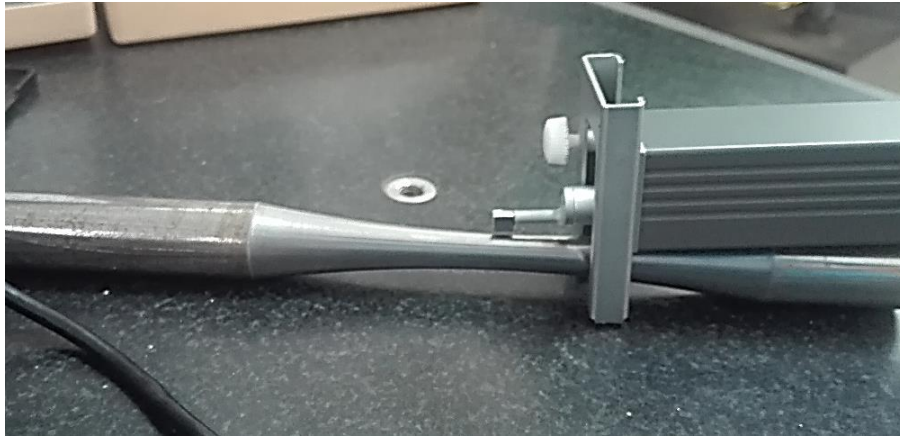


Figura 34. Medición de rugosidad superficial de una probeta.

Fuente: Autores, 2017

2.4.3 Formulación del análisis experimental del ensayo de fatiga

2.4.3.1 Planeación del ensayo

Al realizar ensayos de fatiga lo que se quiere obtener es un gráfico de esfuerzos contra ciclos, para formar la zona de vida finita se debe determinar los niveles de esfuerzo a los que se someterán las probetas que están en el 50 %, 60 %, 70 % y 80 % del esfuerzo último y con los datos pertenecientes al régimen de vida infinita se busca estimar el límite de resistencia a la fatiga, se siguió el método de escalera según Avilés 2015, tomando como referencia el esfuerzo equivalente al 50 % del esfuerzo último, se fijan unos ciclos de duración de 5×10^6 ciclos, si la probeta falla antes de los ciclos establecidos, se hace otro ensayo con un esfuerzo menor con variaciones de máximo 10 MPa; si al contrario no se presenta la falla, se debe es aumentar el esfuerzo. luego se hace otro ensayo, pero con una menor variación considerando que sea por encima o por debajo del esfuerzo aplicado anteriormente. Las variaciones de esfuerzo para estimar el límite de resistencia a la fatiga se conocen como paso, la intención es disminuirlo hasta obtener el esfuerzo requerido hasta la falla en el punto más cercano a los ciclos fijados.

2.4.3.2 Número de muestras en total

Según la norma ASTM E739 se establecen los distintos regímenes en que se puede hacer una práctica, según la tabla del anexo 22 se seleccionó el régimen de datos de diseño permitidos el cual indica el número mínimo de muestras en total 12.

2.4.3.3 Replicación

La replicación consiste en someter muestras a las mismas condiciones experimentales, se calcula el porcentaje de replicación para 6 niveles de esfuerzo se define con la ecuación 43 definida por la ASTM E739 (2015, p3).

$$\% \text{ de replicacion} = 100 \left(1 - \frac{\text{Niveles de esfuerzo}}{\text{Número total de muestras}} \right) \quad (43)$$

$$\% \text{ de replicacion} = 100 \left(1 - \frac{6}{12} \right)$$

$$\% \text{ de replicacion} = 50 \%$$

De acuerdo a la tabla del anexo 23 se encuentra en el rango para datos de diseño permitidos. En otras palabras, una réplica representa la mitad de la población total y lo que se quiere realizar son 2 réplicas (A y B), cada una compuestas por seis niveles de esfuerzo (uno al seis).

2.4.3.4 Cálculo de datos de entrada para el ensayo de fatiga

Para efectuar el ensayo de fatiga se determinó el esfuerzo requerido para cada muestra, estos valores de esfuerzo se establecieron de acuerdo a un porcentaje del esfuerzo último del acero AISI 4140 obtenido de los resultados del ensayo de tensión y se determinaron de acuerdo a la tabla 4.

Tabla 4. Tabla de cargas requeridas para cada nivel.

	% de esfuerzo	Esfuerzo equivalente (MPa)
Nivel 1	40	0,40*Sut
Nivel 2	45	0,45*Sut
Nivel 3	50	0,50*Sut
Nivel 4	60	0,60*Sut
Nivel 5	70	0,70*Sut
Nivel 6	80	0,80*Sut

Fuente: Autores, 2017

Como la distancia a la que fallan las muestras está a 110 mm y el diámetro de prueba es de 9 mm, se puede determinar la carga equivalente requerida en cada nivel de la forma.

$$Carga\ equivalente = \left(\frac{\pi}{32}\right) \frac{Esfuerzo\ equivalente * (9\ mm)^3}{110\ mm} \quad (44)$$

Para ejecutar la práctica se realizaron los ensayos en orden por réplica, pero el orden de los niveles de esfuerzos se realizó de forma aleatoria de acuerdo a la tabla 5.

Tabla 5. Orden de los ensayos para las réplicas.

Replica A	Replica B
Nivel 5	Nivel 3
Nivel 2	Nivel 6
Nivel 6	Nivel 4
Nivel 1	Nivel 5
Nivel 3	Nivel 1
Nivel 4	Nivel 2

Fuente: Autores, 2017

2.4.4 Análisis de resultados del ensayo de fatiga

El análisis de datos se efectúa de acuerdo a la norma ASTM E739, los datos se clasifican en un grupo de vida finita y grupo de vida infinita.

2.4.4.1 Análisis para datos de vida finita

Se realiza una tabla con los datos que estén con N menores a 5×10^6 ciclos y se le calcula logaritmo tanto al esfuerzo como al número de ciclos. Tomando como variable dependiente el logaritmo de los ciclos e independiente el logaritmo de los esfuerzos, se expresa la relación de los datos como una función lineal.

$$\log N = A + B * \log(S) \quad (45)$$

Asumiendo $Y = \log N$ y $X = \log S$ se tiene la ecuación

$$Y = A + B * X \quad (46)$$

Donde A y B, son componentes de la recta obtenida al hacer la regresión de los datos, para formar la regresión, se emplearon las ecuaciones según la ASTM E739 2015, p3-4.

Se definieron los estimadores \hat{A} y \hat{B} como.

$$\hat{A} = \bar{Y} - \hat{B} * \bar{X} \quad (47)$$

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})^2} \quad (48)$$

Con el fin de determinar los valores de la ecuación, se realizó la regresión, para esto se hallan los valores promedio de \bar{Y} y de \bar{X} , donde k es el número de datos de una variable:

$$\bar{Y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{k} \quad (49)$$

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^k \frac{X_i}{k} \quad (50)$$

Con los componentes A y B de la ecuación 45, se hace una descomposición logarítmica con el fin de obtener la ecuación de resistencia a la fatiga como la ecuación 2.

2.4.4.2 Análisis para datos de vida infinita

Según Avilés 2015, se determinó un aproximado del límite de resistencia a la fatiga usando los datos que hayan superado los 10^6 ciclos, a sus esfuerzos correspondientes se les calculó un promedio de acuerdo a la ecuación 51.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^k x_i w_i}{\sum_{i=1}^k w_i} \quad (51)$$

2.4.5 Comparación de resultados

2.4.5.1 Comparación de la gráfica de ciclos esfuerzo contra ciclos

De acuerdo a la norma ASTM E468, para los datos obtenidos del ensayo de fatiga se construyó una gráfica de esfuerzos contra ciclos en Excel. Donde se compararon las curvas realizadas a partir de los puntos pertenecientes a las réplicas A y B, con la curva hecha usando la ecuación de resistencia a la fatiga (Ecuación 2) del acero AISI 4140 considerando la resistencia ultima hallada en la caracterización.

2.4.5.2 Comparación de las ecuaciones de resistencia a la fatiga

Se compararon las ecuaciones obtenidas en el análisis de vida finita con el modelo teórico descrito en la ecuación 2 para el acero AISI 4140 empleado en el ensayo de fatiga. Se calcularon valores de esfuerzo en las ecuaciones obtenidas, al evaluar ciclos de 1000, 10000, 100000 y 1'000000. Se evaluó el error entre los esfuerzos calculados en las réplicas con respecto a los teóricos de acuerdo a los ciclos establecidos.

$$\%err = \frac{|valor\ teorico - valor\ practico|}{valor\ teorico} * 100 \% \quad (52)$$

2.4.5.3 Comparación del límite de resistencia a la fatiga

A partir de los datos obtenidos se realizó un diagrama de esfuerzos contra ciclos donde se comparan las dos replicas, y se indica un valor aproximado del límite de resistencia a la fatiga. Para la comparación de resultados se usó este valor suministrado por el modelo teórico, Da Silva (2001) y Castillo (2014). También se determinó el límite de resistencia a la fatiga promedio y se calcula el error con respecto al 0,5 del esfuerzo último que establece la teoría.

3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

3.1 CÁLCULO DE PARÁMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO

3.1.1 Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta

Para la probeta de ensayo construida con acero AISI 4140, se tiene que la distancia hasta la fibra más cercana es $c = 4,5 \text{ mm}$ y un momento de inercia $I = 322,06 \text{ mm}^4$, reemplazando estos valores en la ecuación 12 y despejando M, se tiene:

$$M = \frac{322,06 \text{ mm}^4 * 1113 \text{ MPa}}{4,5 \text{ mm}}$$

$$M = 79656,17 \text{ N} - \text{mm}$$

De acuerdo a la ecuación 14, para una longitud de 110 mm y el momento flector calculado, se requiere una carga de 724,147 N en el extremo de la probeta lo cual se puede evidenciar al colocar la carga en una viga en voladizo y realizar los diagramas de cortante y momento flector mostrados en la figura 34.

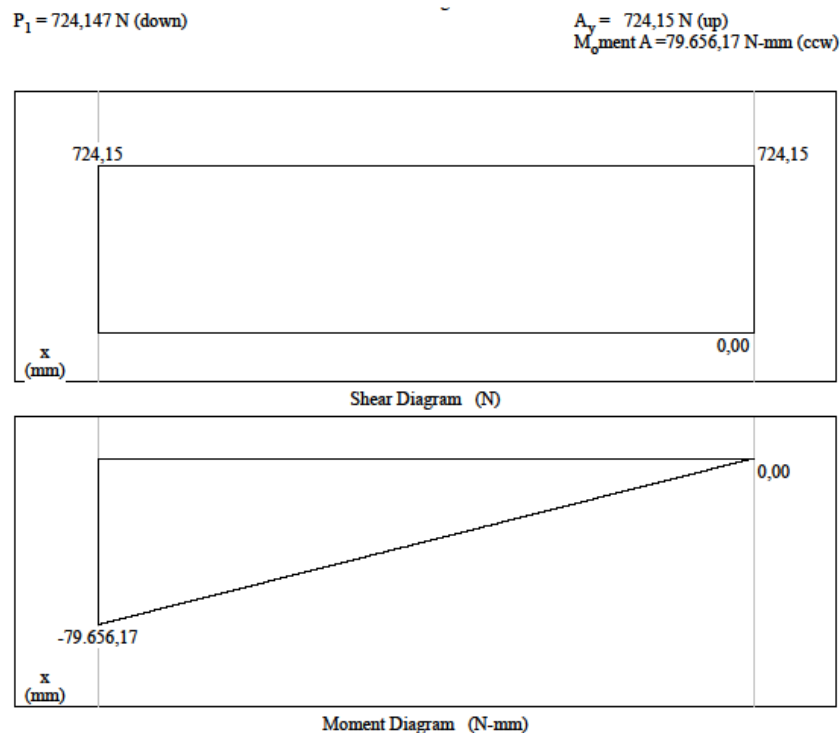


Figura 35. Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la probeta.

Fuente: Autores, 2017

Reemplazando estos valores en la ecuación 15 con un diámetro de sección de prueba de 9 mm.

$$\tau = \frac{4(724,147 \text{ N})}{3\pi(4,5)^2}$$
$$\tau = 15,177 \text{ MPa}$$

Como el esfuerzo cortante es mucho menor que el esfuerzo normal, entonces no se tiene en cuenta en el diseño a partir de las características de la probeta.

3.2 DISEÑO DE LA MÁQUINA

3.2.1 Diseño del módulo para ciclos

3.2.1.1 Diseño del eje

A continuación, en la figura 36 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje principal, la fuerza a la que se somete la probeta se traslada hasta un extremo de este convirtiéndose en una fuerza y un momento; Ra y Rb son las cargas de reacción debido a rodamientos en esos puntos.

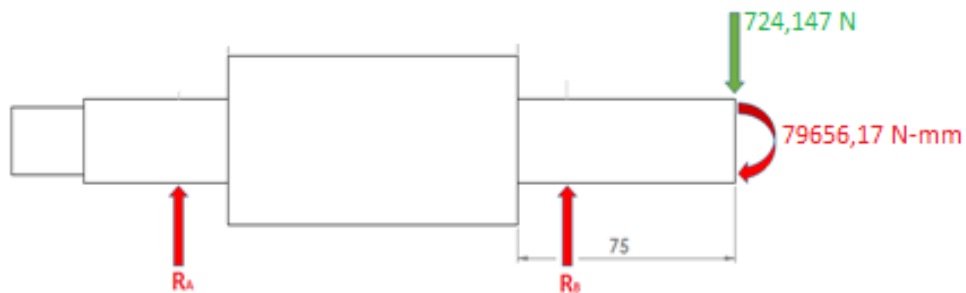


Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: Autores, 2017

Los resultados de la simulación de las cargas en las reacciones en función de su distancia se aproximan a las curvas mostradas en el gráfico 1.

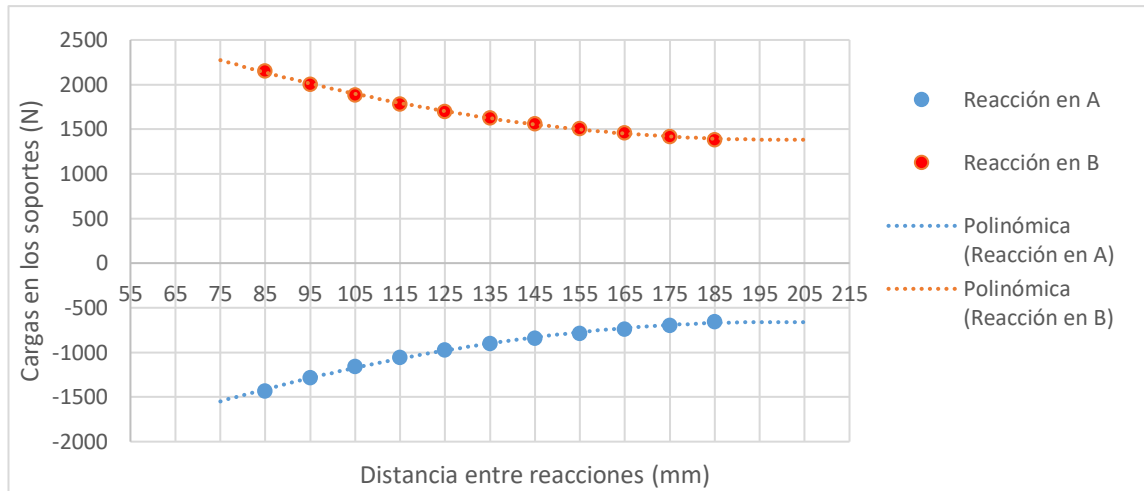


Gráfico 1. Cargas en los rodamientos en función de su separación.

Fuente: Autores, 2017

Según el gráfico se observa que al disminuir la distancia el valor de las cargas aumenta y viceversa, indicando que un valor entre 125 mm y 145 mm está en un punto donde se requiere menos material para la construcción y una disminución de la carga requerida en los rodamientos y así formar el diagrama de cuerpo libre completo como en la figura 37.

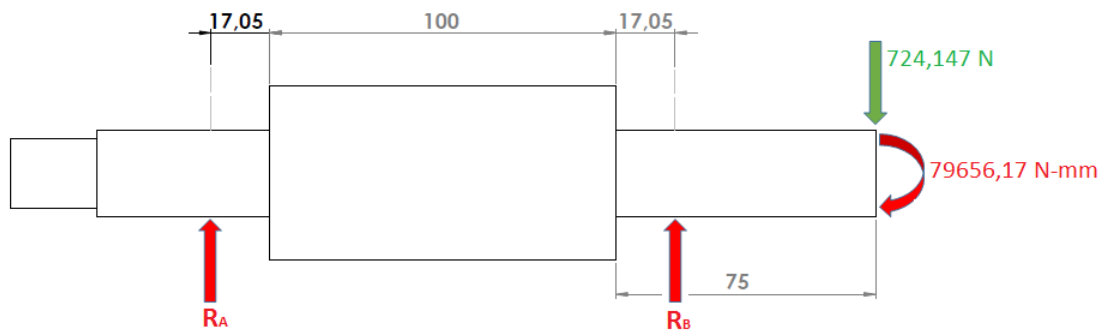


Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: Autores, 2017

A partir de estas condiciones mostradas en la figura 37 se construyeron los diagramas de cortante y momento flector y se obtuvo la figura 38 que indican un momento flector máximo de 122305,66 N – mm.

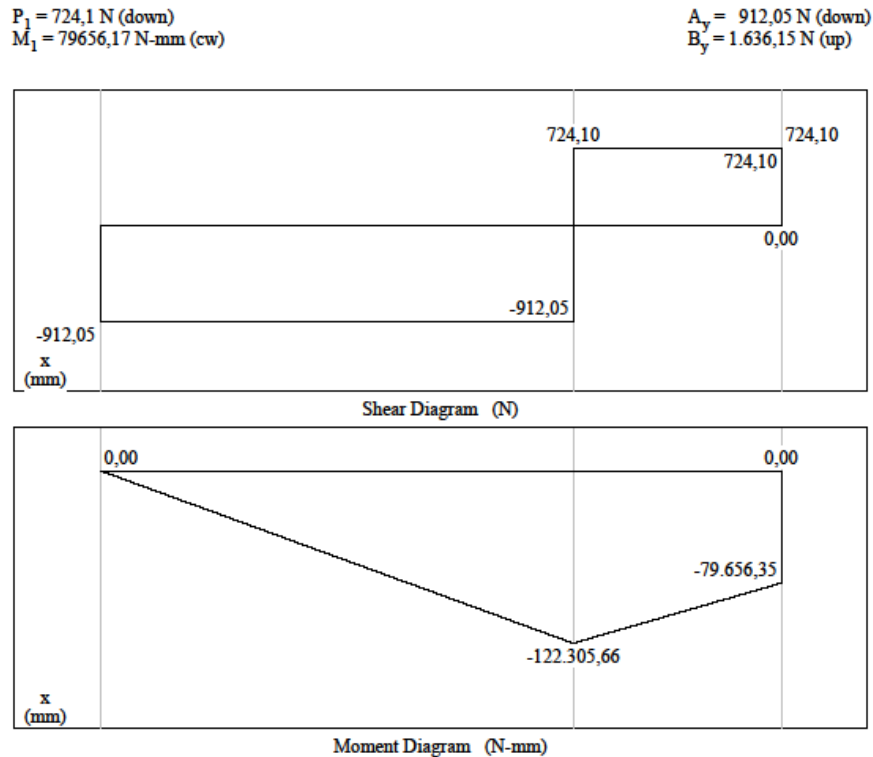


Figura 38. Diagramas de cortante y momento flector para las condiciones del eje

Fuente: Autores, 2017

3.2.1.1.1 Cálculo del diámetro por análisis estático

Se determinó un diámetro inicial a partir de cálculos estáticos considerando la ecuación de esfuerzo para probetas en voladizo de sección circular. De la ecuación 17 se despejó un diámetro inicial, conociendo los valores de momento flector y esfuerzo de fluencia del acero AISI 4140 suministrado por FERROINDUSTRIAL.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(122305,66 \text{ N} - \text{mm})}{\pi(735,75 \text{ MPa})}}$$

$$d = 11,92 \text{ mm}$$

3.2.1.1.2 Cálculo del diámetro por análisis de fatiga

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga S'_e , se calculó mediante la ecuación 1.

$$S'_e = 0,5 * 980 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 490 \text{ MPa}$$

Sin embargo, éste valor debe ser corregido mediante los factores de corrección de Marín usando la ecuación 7, y así obtener un nuevo S_e .

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

Tabla 6. Factores de corrección para primera iteración de diseño del eje

Factor de corrección de superficie (K_a)	Maquinado en torno	$K_a = 0,73$
Factor de corrección de tamaño (K_b)	Diámetro 10,36 mm	$K_b = 1,05$
Factor de corrección de carga (K_c)	Cargas radiales	$K_c = 1,0$
Factor de temperatura (K_d)	Temperatura ambiente	$K_d = 1,0$.
Factor de confiabilidad (K_e)	0,99 de confiabilidad	$K_e = 0,75$
Factor de efectos varios	Condiciones ambientales	$K_e = 0,75$

Fuente: Autores, 2017

Luego, mediante la ecuación 7 se determina la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = (0,73)(1,05)(1,0)(1,0)(0,75)(1,0)(490 \text{ MPa})$$

$$S_e = 281,69 \text{ MPa}$$

Utilizando la gráfica del anexo 6, se determinó un K_t equivalente a 1,6 y empleando la gráfica del anexo 7, se obtuvo un valor de q de aproximadamente 0,9; reemplazando en la ecuación 19.

$$K_f = 1 + (0,9)(1,6 - 1)$$

$$K_f = 1,54$$

Utilizando un factor de seguridad de 1,5 que es el mínimo permisible para el diseño de ejes (Budynas y Nisbett 2011). Sustituyendo estos valores en la ecuación de Goodman para cálculo de diámetros.

$$d = \left(\frac{16(1,5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{281,69 \text{ MPa}} [2(1,54 * 122305,66 \text{ N} - \text{mm})] \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 21,699 \text{ mm}$$

Luego de calcular el torque en el eje, se aplicó nuevamente el criterio de Goodman para calcular el diámetro con una segunda iteración.

Tabla 7. Factores de corrección para segunda iteración de diseño del eje

Factor de corrección de superficie (K_a)	Maquinado en torno	$K_a = 0,73$
Factor de corrección de tamaño (K_b)	Diámetro 20,76 mm	$K_b = 0,9$
Factor de corrección de carga (K_c)	Cargas radiales y torsión	$K_c = 0,75$
Factor de temperatura (K_d)	Temperatura ambiente	$K_d = 1,0$
Factor de confiabilidad (K_e)	0,99 de confiabilidad	$K_e = 0,75$
Factor de efectos varios (K_f)	Condiciones ambientales	$K_e = 0,75$

Fuente: Autores, 2017

Y se determinó nuevamente el límite de resistencia a la fatiga corregido.

$$S_e = (0,73)(0,90)(0,75)(1,0)(0,75)(1,0)(490 \text{ MPa})$$

$$S_e = 241,45 \text{ MPa}$$

$$K_{fs} = 1 + (0,95)(1,5 - 1)$$

$$K_f = 1,47$$

$$d = \left(\frac{16(1,5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{241,45 \text{ MPa}} [2(1,54 * 107087,01 \text{ N} - \text{mm})] + \frac{1}{980 \text{ MPa}} (1,73)(1,47 * 33,528 \text{ N} - \text{mm}) \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 21,85 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo requerido en el punto donde se encuentra el rodamiento B. Que se llevó a una medida comercial de 25,4 mm.

Verificando el factor de seguridad despejando de la ecuación 18.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(25,4 \text{ mm})^3} \left\{ \frac{1}{241,45 \text{ MPa}} [2(1,54 * 107087,01 \text{ N} - \text{mm})] + \frac{1}{980 \text{ MPa}} (1,73)(1,47 * 33,528 \text{ N} - \text{mm}) \right\}$$

$$n = 2,355$$

Que indica que está por encima del factor de diseño mínimo permisible.

3.2.1.2 Selección del motor

Las velocidades de rotación de los motores comerciales se encuentran dentro del rango aceptados por la norma ASTM E466, sin embargo, con el fin de disminuir los tiempos de ensayo de una muestra, se empleó un motor de 3600 RPM, para determinar la potencia se calculó el torque máximo requerido en el sistema, mediante la ecuación 20 se hace un cálculo, teniendo en cuenta que se emplearon rodamientos de bolas se usa un coeficiente de fricción de 0,0015 Tobar y Carillo (2010, p157).

$$T = 2 * [0,5(0,0015)(724,147 \text{ N})(25,4 \text{ mm})] + [0,5(0,0015)(724,147 \text{ N})(19,05 \text{ mm})]$$

$$T = 37,936 \text{ N} - \text{mm}$$

Y un torque asumiendo un caso extremo en que la probeta esté excéntrica.

$$T = 724,147 \text{ N}(1,2 \text{ mm})$$

$$T = 862,976 \text{ N} - \text{mm}$$

Se obtiene un torque total de.

$$T = 906,912 \text{ N} - \text{mm}$$

Para estimar la potencia requerida se emplea la ecuación 21.

$$H = \frac{(0,906 \text{ N} - \text{m})(3600 \text{ rpm})}{9,55}$$

$$H = 341,52 \text{ W}$$

Ya que se disponía de un motor 1/2 Hp mostrado en la figura 39, se optó por usarlo en la máquina, considerando que está por encima del valor requerido.



Figura 39. Motor monofásico a 110 VAC.

Fuente: Autores, 2017

3.2.1.3 Selección de los rodamientos

Considerando un $a=3$ para rodamientos de bolas.

$$C_{10} = 1436,17 \text{ N} \left(\frac{5760 \text{ Horas (3600 RPM)(60)}}{10^6 \left(0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/1,483} \right)} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 25,63 \text{ KN}$$

Se seleccionan los 2 rodamientos del eje con un diámetro interno de 25,4 mm, el rodamiento que se adapta a los requerimientos tiene referencia UCP205-16 y soporte F205.

3.2.1.4 Cálculo de las cuñas

3.2.1.4.1 Cálculo de la cuña entre el eje y el acople

La sección del eje que conecta con el motor tiene un diámetro de 19,05 mm, para esta medida se usan cuñas cuadradas de 6 mm.

Conociendo el par torsor que se tiene que transmitir es de 37,936 N-mm. Despejando la fuerza y reemplazando los valores

$$F = \frac{906,912 \text{ N} - mm}{9,525 \text{ mm}}$$

$$F = 95,213 \text{ N}$$

Considerando el límite de fluencia para el acero AISI 4140, material del eje de 735,5 MPa y considerando el material para la cuña de acero AISI 1020 cuyo límite a la fluencia es de 304 MPa.

$$S_{sy} = 0,577 * 304 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 175,412 \text{ MPa}$$

Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad como en la ecuación 26, se tiene:

$$\frac{175,41 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{95,213 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm} * l}$$

Despejando y resolviendo

$$l = 3,191 \text{ mm}$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña según la ecuación 27.

$$\frac{304 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{95,213 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm} * l/2}$$

Así,

$$l = 3,683 \text{ mm}$$

Por lo que se requiere una cuña de mínimo 7,43 mm.

3.2.1.4.2 Cálculo de la cuña entre el eje del motor y el acople

Según catálogos de cuñas estándar, para ejes con diámetros de 15, 875 mm se utilizan cuñas de 6 mm. Se calcula la fuerza en la superficie del eje como:

$$F = \frac{906,912 \text{ N} - \text{mm}}{7,9375 \text{ mm}} = 114,256 \text{ N}$$

Considerando el límite de fluencia para el acero AISI 1045, material del eje, con un valor de 340 MPa y considerando el material para la cuña de acero AISI 1020 con límite a la fluencia de 304 MPa.

Mediante la teoría de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 * 304 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 175,41 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área ab creará un esfuerzo de acuerdo a la ecuación 26. Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad y reemplazando, se tiene:

$$\frac{175,41 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{114,256 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm} * l}$$

Despejando y resolviendo,

$$l = 3,829 \text{ mm}$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña con la ecuación 27.

$$\frac{l * 304 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{2 * 114,256 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm}}$$

Así

$$l = 4,419 \text{ mm}$$

3.2.1.5 Selección del sistema para sujetar la probeta

Se escogió un mandril mostrado en la figura 40 con capacidad de expandirse a la medida comercial de 19,05 mm dado que la probeta tiene en su extremo 19 mm. Esta mordaza se acopla al eje por roscado, con una rosca equivalente en el sistema ingles de 7/8-9 UNF.



Figura 40. Mandril para sujetar probetas

Fuente: Elaboración propia

3.2.1.6 Selección del acople

El acople debe sujetarse en el eje de diámetro 19,05 mm y al motor con 12,7 mm, es decir, permitir un alesaje de hasta 19,05 mm más 3 mm que pertenecen al cuñero, lo que requiere un diámetro permisible o alesaje máximo de 22,05 mm. Debe transmitir una potencia de 30 W y girar a 3600 RPM; del catálogo de la marca CHALLENGE en el anexo 9 con un factor de servicio de 1,25, el acople que se ajusta a estas condiciones es el de tipo L075. En la figura 41 se muestra el acople seleccionado.



Figura 41. Acople flexible.

Fuente: Autores, 2017

3.2.2 Diseño del módulo de cargas

3.2.2.1 Selección del rodamiento para ejercer la carga sobre la probeta

Debido a que el rodamiento debe aplicar la carga máxima de 724,147 N sobre la probeta, usando la ecuación 22 que define la carga nominal de catálogo para los rodamientos. Con una vida nominal $L_{10} = 10^6$ revoluciones y con $a = 3$ para rodamientos de bolas.

$$C_{10} = 724,147 \text{ N} \left(\frac{5760 \text{ Horas (3600 RPM)(60)}}{10^6 (0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/1,483})} \right)^{1/3}$$
$$C_{10} = 12,922 \text{ KN}$$

Para sujetar la probeta en el rodamiento se selecciona una chumacera de bolas tipo “Y” con rodamiento referencia UC201-8 y soporte P203.

3.2.2.2 Cálculo de la viga móvil

La viga deslizante recibe una fuerza en el centro de 724,147 N, que se transmiten mediante la cara de la celda de carga y reposa en las caras de los soportes del rodamiento.

Ahora se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre considerando la carga de la celda como una carga puntual y las reacciones en las caras donde reposa el rodamiento también como cargas puntuales como se muestra en la figura 42.

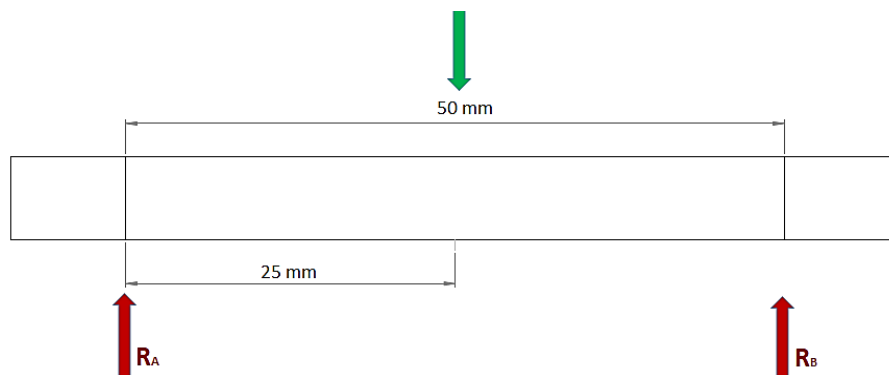


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de la viga deslizante

Fuente: Autores, 2017

En la figura 43 se muestra una simulación en MDSolids 3,5 donde se representa esta situación.

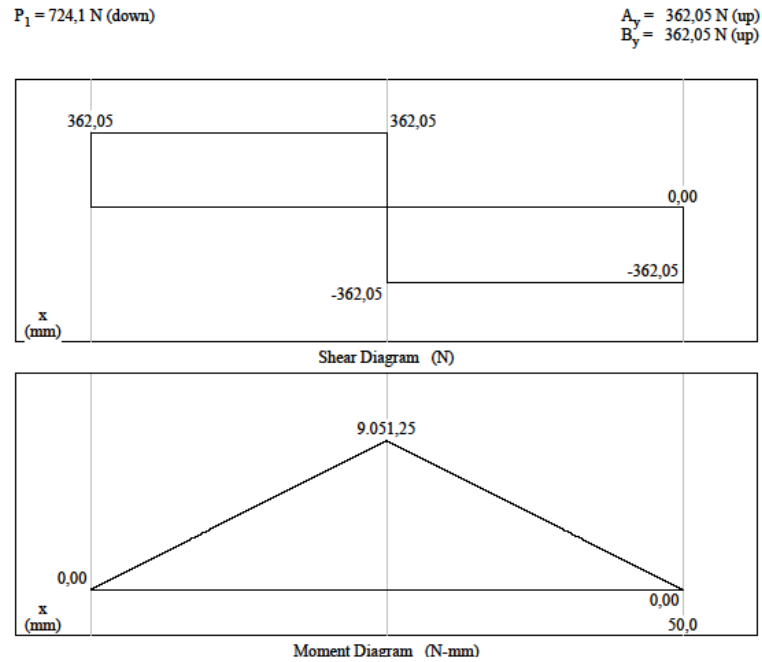


Figura 43. Diagramas de las condiciones de la viga móvil.

Fuente: Autores (MDSolids 3.5), 2017

De acuerdo al diagrama se obtuvo un momento flector máximo de 9051,25 N-mm.

Considerando el esfuerzo máximo permisible de 340 MPa que es el esfuerzo de fluencia para el acero AISI 1045 que la viga deslizante es una barra de sección rectangular, utilizando un valor para la base de 38,1 mm, pero como se debe hacer un orificio de 8 mm de diámetro ubicado en la dirección de la aplicación de la carga, entonces la sección queda como.

$$base^* = 38,1 \text{ mm} - 8 \text{ mm}$$

$$base^* = 30,1 \text{ mm}$$

Despejando la altura de la ecuación 30 se obtiene:

$$h = 5 \sqrt{\frac{6(9051,25 \text{ N} - \text{mm})}{(304 \text{ MPa})(30,1 \text{ mm})}} = 12,18 \text{ mm}$$

Se utilizó un perfil de sección con un ancho de 38,1 mm y una altura de 12,7 mm.

Para los bujes se seleccionaron longitudes de 25 mm con el fin garantizar un buen rendimiento al momento de la viga móvil deslizarse. Ya que las velocidades de desplazamientos de la viga móvil son muy bajos, la necesidad de retención del lubricante en la superficie y baja temperatura de operación, se puede implementar grasa de uso general.

3.2.2.3 Diseño del tornillo de potencia

3.2.2.4 Estimación del factor de seguridad

Se determinó el área de sección circular mínimo de la ecuación 31, teniendo en cuenta que el esfuerzo máximo permisible es el límite de fluencia del acero AISI 1045.

$$A = \frac{724,147 \text{ N}}{340 \text{ MPa}}$$

$$A = 2,130 \text{ mm}^2$$

Despejando la carga de la ecuación 32 y considerando una deformación máxima de 0,01 mm ya que esta deformación puede alterar los datos registrados por la celda de carga.

$$P = \frac{(0,01 \text{ mm}) * (207 \text{ GPa}) * (2,130 \text{ mm}^2)}{(100 \text{ mm})}$$

$$P = 44,091 \text{ N}$$

Se empleó la ecuación 16 como guía para estimar el factor de seguridad.

$$n_d = \frac{724,147 \text{ N}}{44,091 \text{ N}}$$

$$n_d = 16,424$$

Por tanto, se consideró un factor de 17. Para así determinar la carga crítica.

$$P_{crit} = 17(724,147 \text{ N})$$

$$P_{crit} = 12,311 \text{ kN}$$

3.2.2.5 Cálculo del diámetro mínimo permisible

Mediante la ecuación 34 y usando la tabla del anexo 10 para obtener el valor de la constante de extremos se determina el diámetro mínimo permisible en el tornillo de potencia. Considerando el esfuerzo permisible mediante la teoría de energía de distorsión con la ecuación 24.

$$S_{sy} = 0,577 * 340 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 196,18 \text{ MPa}$$

$$d = 2 \left(\frac{12,311 \text{ kN}}{\pi(196,18 \text{ MPa})} + \frac{(340 \text{ MPa})(100 \text{ mm})^2}{\pi^2(1)(210 \text{ GPa})} \right)^{1/2}$$

$$d = 9,299 \text{ mm}$$

3.2.2.6 Cálculo de los parámetros del tornillo de potencia

El tornillo de potencia calculado tiene las características mostradas en la tabla 8.

Tabla 8. Características del tornillo de potencia establecido.

Diámetro menor	20,4 mm
Paso	5 mm
Diámetro mayor	25,4 mm
D_c	20,4 mm
T_R	1260,91 N-mm
T_c	710,833 N-mm
Dm	23,4 mm
Longitud total	150 mm
Longitud de rosca	70 mm
Diámetro mínimo	11,05 mm

Fuente: Autores, 2017

Considerando que a mayor el diámetro aumenta la condición de autobloqueo y que el diámetro mínimo presente en la tabla es para fijar el tornillo en su asiento. Aunque el tornillo se diseñó con el fin de autobloqueo, las vibraciones tienden a hacerlo girar; es por ello que fue necesario hacer una palanca que haga de contratuerca, permitiendo así una fijación del tornillo luego de aplicar la carga.

3.2.2.7 Cálculo de la viga fija

La viga fija está sujeta en los extremos por las barras guía y recibe una fuerza en el centro de 724,147 N debido a la carga del tornillo de potencia, lo que conlleva a que requiera un orificio en este punto de 25 mm aproximadamente para el paso del tornillo como en la figura 24. La figura 44 muestra la carga hacia arriba debida al tornillo y las barras guías si se retiraran generarían cargas de reacción. La distancia máxima permisible entre las barras se fijó en 150 mm que es la longitud del rodamiento de carga.

Ahora se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre para la placa fija.

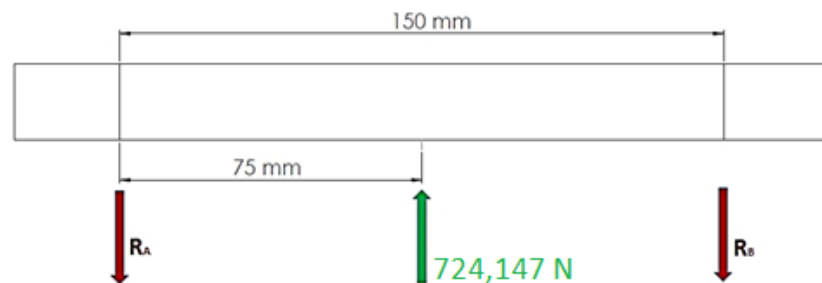


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre de la viga fija

Fuente: Autores, 2017

Mediante el cálculo estático se halla el valor de las reacciones R_A y R_B

En la figura 45 se muestra una simulación en MDSolids 3,5.

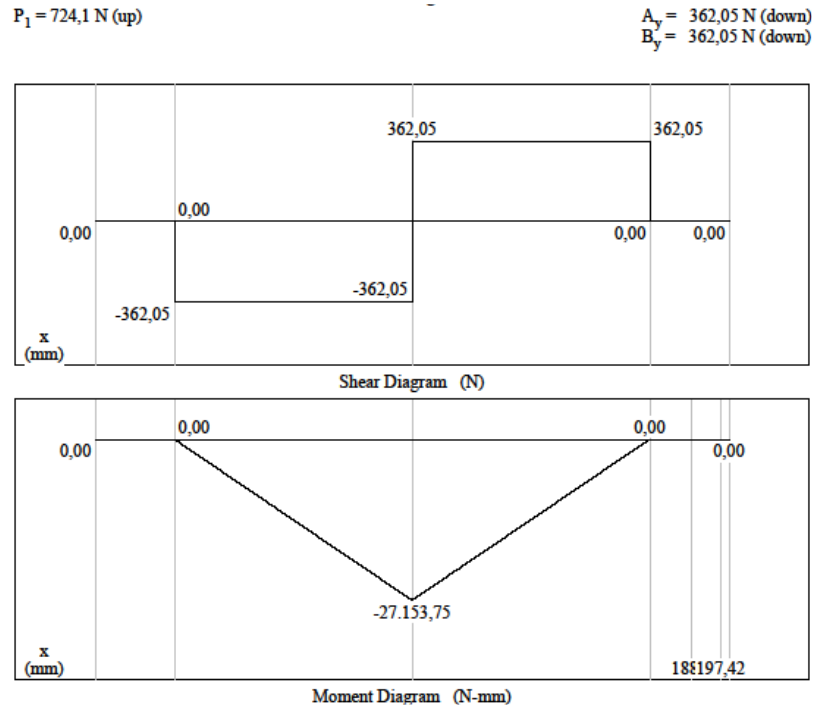


Figura 45. Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la viga fija

Fuente: Autores (MDSolids 3,5), 2017

Se observa que la viga fija está sometida a un momento flector máximo de 27153,75 N-mm.

Para el diseño se utilizó el material AISI 1045 estirado en frío con una resistencia a la fluencia de 340 MPa. Se consideró el esfuerzo máximo permisible como el límite de fluencia y que la viga fija es una barra de sección rectangular con una base de 38,1 mm; pero como existe un orificio de 25,4 mm de diámetro para el tornillo de potencia, entonces la sección queda como:

$$base^* = b - d$$

$$base^* = 38,1 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm}$$

$$base^* = 12,7 \text{ mm}$$

Despejando la altura de la ecuación 30 se obtiene:

$$h = 2,5 \sqrt{\frac{6(27153,75 \text{ N} - \text{mm})}{(304 \text{ MPa})(12,7 \text{ mm})}}$$

$$h = 16,24 \text{ mm}$$

Se utilizó un perfil de sección con un ancho de 38,1 mm y una altura de 19,05 mm.

3.2.2.8 Diseño de las barras guía

3.2.2.8.1 Estimación del factor de seguridad

Se requiere que la deformación durante las pruebas altere en lo mínimo los resultados. Se debe diseñar este elemento para que la deformación máxima sea de 0,05 mm, es decir, se debe determinar unas dimensiones en el que la carga que soporta no deforme más de lo planteado. Primero se determina el área de sección requerida para que falle por esfuerzos de fluencia para el acero AISI 1045 con un factor de 1, despejando el área de la ecuación 31 se tiene que:

$$A = \frac{362,074 \text{ N}}{340 \text{ MPa}}$$

$$A = 1,065 \text{ mm}^2$$

Utilizando la ecuación 32, que define la deformación de elementos sometidos a cargas axiales; la carga máxima para que ocurra la deformación de 0,05 mm es

$$P = \frac{(0,05 \text{ mm}) * (207 \text{ GPa}) * (1,065 \text{ mm}^2)}{(250 \text{ mm})}$$

$$P = 44,091 \text{ N}$$

Se empleó la ecuación 16 para estimar el factor de seguridad.

$$n_d = \frac{362,074 \text{ N}}{44,091 \text{ N}}$$

$$n_d = 8,212$$

Por tanto, se consideró un factor de diseño de 9.

3.2.2.8.2 Cálculo del diámetro mínimo permisible

El esfuerzo máximo al que están sometidas las barras está dado por la ecuación 31, de la cual se despeja el diámetro mediante cálculo de elementos estáticos, para un área de sección circular y considerando como esfuerzo máximo la resistencia a la fluencia de este acero:

$$d = 9 \sqrt{\frac{4(362,074 \text{ N})}{\pi(340 \text{ MPa})}}$$
$$d = 10,479 \text{ mm}$$

Hay que considerar que este es el diámetro mínimo en la barra ya que se emplearan barras con hombros como topes para unir las con la lámina base y con la viga fija.

3.2.2.9 Diseño del volante

Se calculó el torque requerido considerando una fuerza tangencial aplicada por una persona de 20 N, por tanto, de la ecuación 23.

$$T = F * r$$

Despejando el radio y reemplazando los valores.

$$r = \frac{1971,743 \text{ N} - \text{mm}}{20 \text{ N}}$$
$$r = 98,587 \text{ mm}$$

Los resultados de la simulación de análisis estático que indican que el esfuerzo al que se somete está por debajo de 35 MPa con un valor de aproximadamente 5,701 MPa de acuerdo a la figura 46.

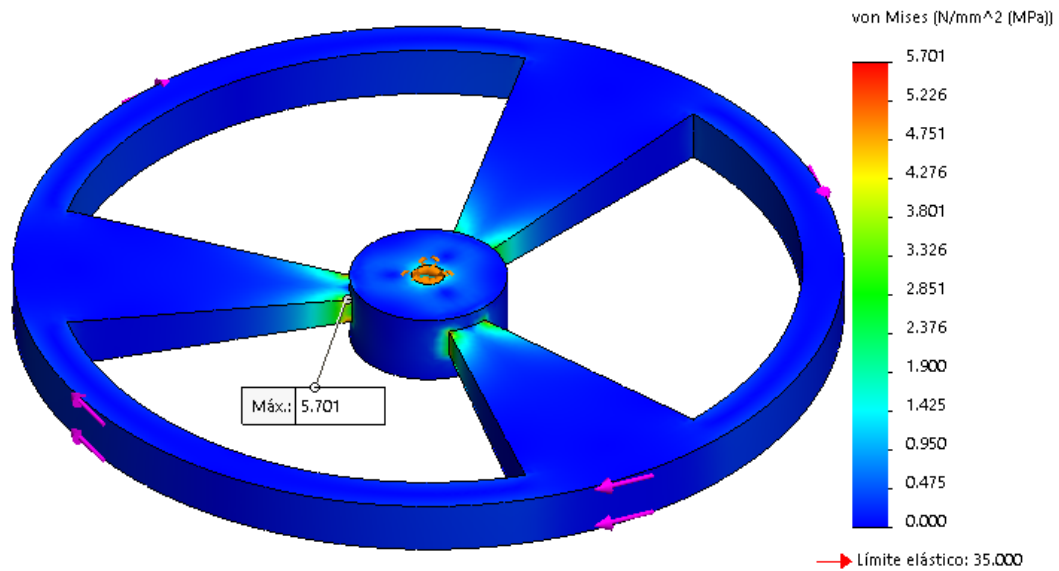


Figura 46. Esfuerzos de von Misses de volante mediante simulación de analisis estatico.

Fuente: Autores (SolidWorks 2015), 2017

Los resultados de factor de seguridad indica que un valor mínimo en color rojo de 5,262 como se muestra en la figura 47.

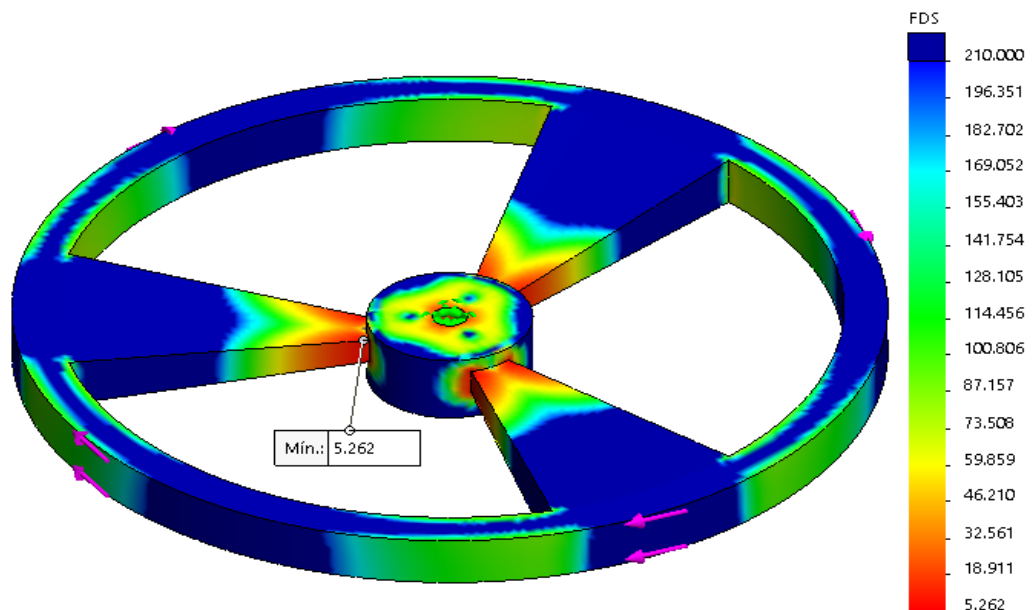


Figura 47. Factor de seguridad de volante mediante simulación de análisis estático.

Fuente: Autores (SolidWorks 2015), 2017

3.2.3 Selección de la lámina base

Para la disposición de los elementos, se empleó una lámina con dimensiones de 700 mm de largo y 300 mm de ancho. Para soportar la base se usaron niveladores con rosca y para enroscarlos se soldaron tubos con rosca interna de diámetro externo de 12 mm, rosca interna M8X1 y longitud de 12 mm, verificando que la carga máxima de 441,45 N a la que se puede someter un nivelador está por debajo de las cargas permisibles según el catalogo en anexo 17.

De acuerdo a las figuras 48 y 49, Se observa que existe un esfuerzo máximo de 90,697 MPa, el cual no supera el límite de fluencia y un factor de seguridad mínimo de 2,640 en el agujero donde se sujeta un rodamiento del eje principal.

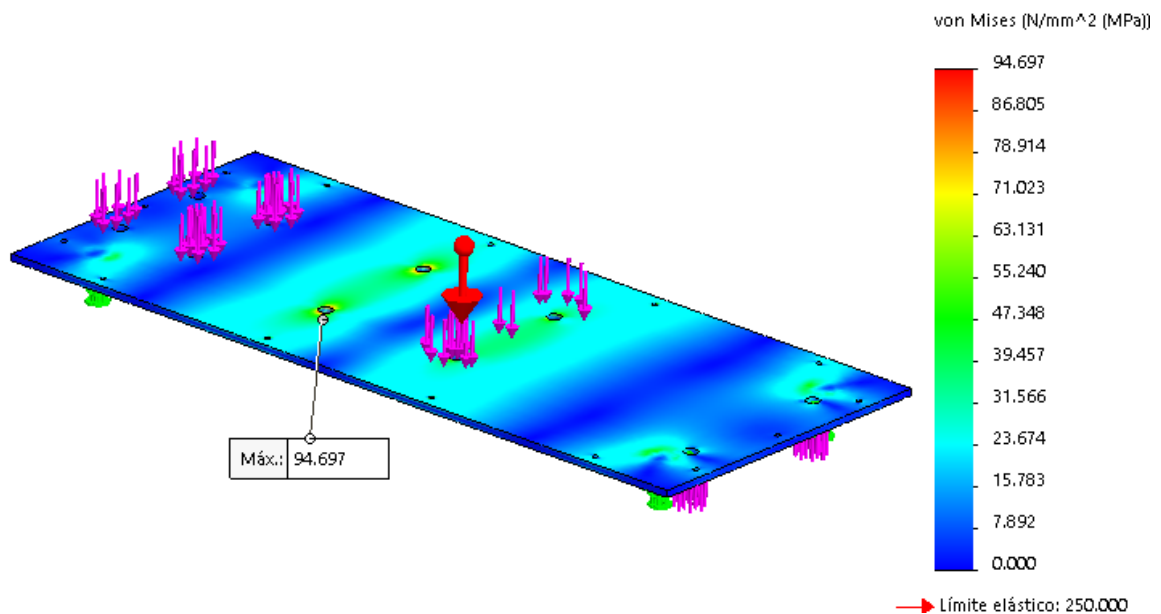


Figura 48. Esfuerzos de VonMises en lámina base mediante simulación de análisis estático.

Fuente: Autores (SolidWorks 2015), 2017

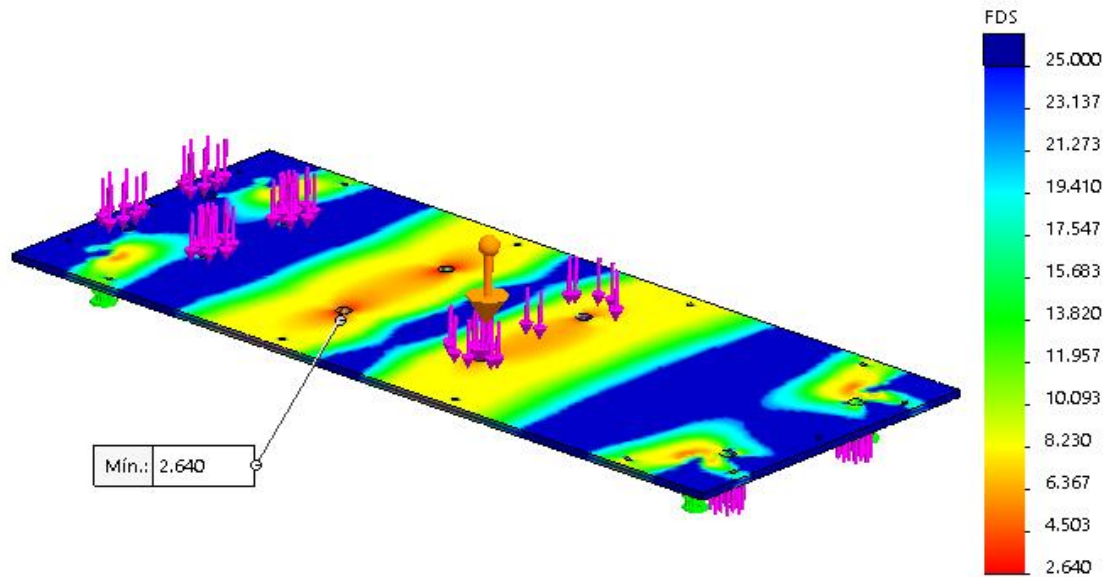


Figura 49. Factor de seguridad en lámina base mediante simulación de análisis estático.
Fuente: Autores (SolidWorks 2015), 2017

3.2.4 Cálculo de sujetadores

3.2.4.1 Cálculo de pernos para rodamientos y sujeción del motor

Los pernos empleados para sujetar los rodamientos están sometidos a carga axial, pero solo un par de estos está bajo cargas de tracción fuera de la precarga. Se requería un perno de 9,525 mm con longitud de 65 mm; como el esfuerzo axial depende de la carga en el rodamiento con valor de 1436 N, es decir, en cada perno reposa una carga de 718 N, de acuerdo a la ecuación 31.

$$\sigma = \frac{718 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} (9,252 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 11,29 \text{ MPa}$$

Por lo que es permisible seleccionar pernos tipo cabeza hexagonal grado 1 de acuerdo a la clasificación SAE con diámetro equivalente al sistema ingles de 3/8 de pulgada. Considerando el espesor de la lámina base de 9,5 mm; los asientos de los rodamientos con altura de 43,5 mm y la altura del pie para soporte de los rodamientos de 16 mm; el espesor

de la tuerca de 8,33 mm y arandela 2,3 mm. Así la longitud de agarre es 79,63 mm, la longitud de la rosca se calcula mediante la relación de la ecuación 41.

$$L_T = (2 * 9,525) + 6$$

$$L_T = 25,05 \text{ mm}$$

Se seleccionó un perno de longitud comercial equivalente en sistema ingles de 3,75 pulgadas.

Para sujetar el motor se emplearon pernos de 6,35 mm de diámetro, para determinar la longitud de agarre se tienen en cuenta el espesor de la lámina de 9,525 mm; el espesor de la base de sujeción del motor de 6,35 mm; el espesor de la tuerca correspondiente de 5,2 mm; la longitud de agarre es de 21,075 mm.

$$L_T = (2 * 6,35) + 6$$

$$L_T = 18,7 \text{ mm}$$

La longitud de los pernos se seleccionó con medida comercial equivalente al sistema ingles de 1 pulgada.

3.2.4.2 Selección de roscas para las barras guía

Las barras guía tienen en su extremo un diámetro de 12,7 mm con el fin de hacer rosca en ella y hacer la sujeción de la viga en las barras guía con tuercas comerciales rosca fina, como el esfuerzo axial depende de la carga en cada barra con valor de 318 N, de acuerdo a la ecuación 31.

$$\sigma = \frac{318 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} (12,7 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 2,51 \text{ MPa}$$

Por lo que se seleccionó una rosca equivalente al sistema ingles de 1/2-25UNF con el fin de introducir la viga fija y sujetar con tuerca.

3.2.4.3 Cálculo de soldadura en soporte de niveladores

La lámina base esta soportada por niveladores roscados a unos soportes fijados con soldadura en la parte posterior, estos soportes trabajan a compresión al recibir el peso de los elementos que hacen parte de la máquina. En el caso de que un solo nivelador cargue todo el peso, estaría soportando una carga aproximada de 441,45 N; la soldadura empleada fue de arco eléctrico con electrodo AWS E6011 con esfuerzo de fluencia de 345 MPa, ya que permite soldar con facilidad aceros al bajo carbono.

3.3 CONSTRUCCIÓN DE LOS ELEMENTOS

Previo a la construcción se definieron las tolerancias permisibles para algunos elementos, de acuerdo al funcionamiento; en la tabla 9 se especifican los ajustes correspondientes de acuerdo a la clasificación ISO y el sistema de agujero base (Budynas y Nisbett 2011, Jensen 2004).

Tabla 9. Ajustes y tolerancias de elementos

Contacto	Especificación	Ajuste
Eje-Rodamientos	Ajustes forzados en secciones donde se requiere una fijación de un elemento sobre otro.	H7/s6
Eje-Acople flexible		
Bujes de viga móvil- viga móvil		
Barras guía- Bujes de viga móvil	Desplazamiento con posicionamiento preciso y movimientos moderados.	H7/g6
Tornillo de potencia-viga fija		
Barras guía- viga fija	Para piezas que requieran rigidez y alineación muy precisas. Estas no tienen libertad de movimientos.	H7/p6
Barras guía- Lámina base		

Fuente: Autores

La construcción de los elementos que conforman la máquina se realizó bajo las indicaciones de los planos pertenecientes al anexo 21.

3.3.1 Construcción de la base

Para la construcción de la base se utilizó una lámina de acero ASTM A36 con un espesor comercial de 9,525 mm y dimensiones de 700 mm de largo y 350 mm de ancho, para sujetar el motor, los rodamientos y otros elementos fue necesario perforar la placa como en la figura 50; sin embargo, en otros casos adicionalmente, en algunas perforaciones fue necesario realizar roscas internas mediante el machuelado con el fin de sujetar tornillos en ella.

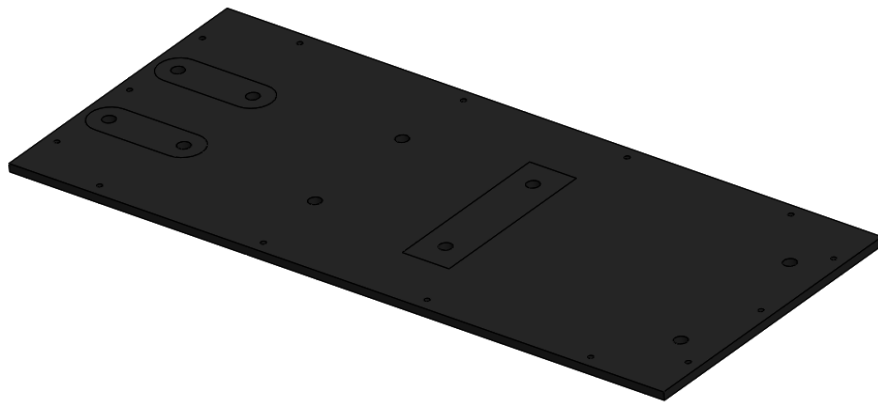


Figura 50. Placa de acero para la base.

Fuente: Autores (SolidWorks 2015), 2017

3.3.2 Construcción de elementos del sistema para ciclos

3.3.2.1 Construcción del eje

La construcción del eje parte de la adquisición de una barra de acero AISI 4140 con un diámetro 38,1 mm y una longitud de 300 mm; fue sometida al proceso de torneado en donde se utilizó un buril con punta de aleación de tungsteno, durante la operación se efectuaron operaciones de refrentado, ciclo de acabado, roscado y por último se realizó el cuñero mediante fresado hasta formar el eje como se muestra en la figura 51.

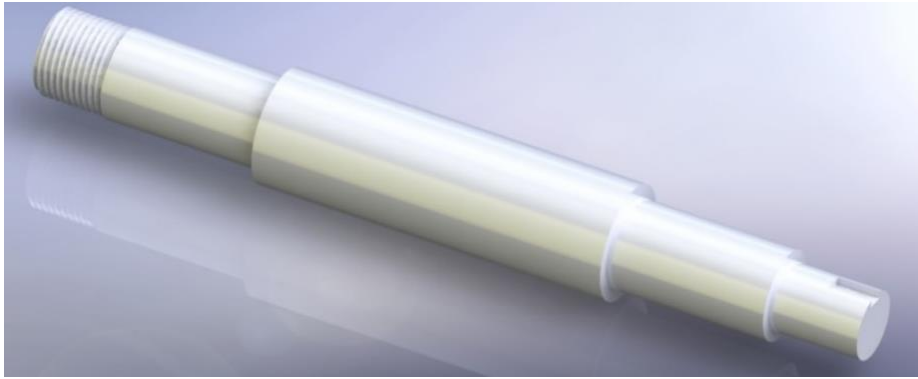


Figura 51. Eje de la máquina.

Fuente: Autores, 2017. (Solidworks 2015)

3.3.3 Construcción de elementos del sistema de carga

3.3.3.1 Construcción de las barras o columnas guía

Se emplea una barra de acero AISI 1045 con diámetro comercial de 19,05 mm y con una longitud de 600 mm, la cual es necesaria para la construcción de las dos barras requeridas en la máquina. Se emplea el proceso de torneado con el fin de reducir el diámetro a 12,7 mm en los extremos según la figura 52 que permita atravesar la placa y por el otro lado sujetarla mediante una tuerca de ese diámetro, de igual forma se sujeta la viga fija en el otro extremo de la barra guía.

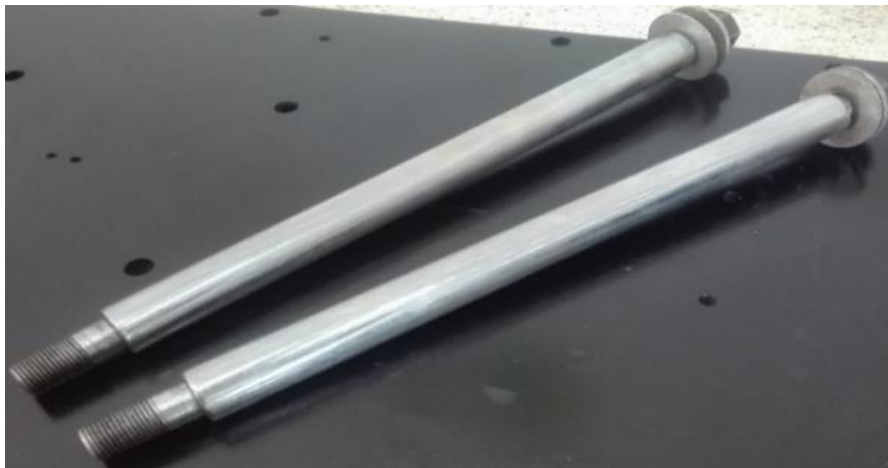


Figura 52. Barras guía.

Fuente: Autores, 2017

3.3.3.2 Construcción de la viga fija

Para la construcción de estas partes se adquirió un perfil de acero AISI 1020 de ancho 38,1 mm, espesor de 12,7 mm y una longitud de 200 mm. Para darles el diseño establecido se realizó el proceso de taladrado y adicional roscado en el agujero central; pues es necesario pasar las barras guía y el tornillo de potencia respectivamente como se muestra en la figura 53.



Figura 53. Viga fija.

Fuente: Autores, 2017

3.3.3.3 Construcción del asiento para el tornillo

Para fabricar este elemento se partió de una barra de acero de diámetro 38,1 mm, se realizó desbaste interno para introducir el tornillo, se realizó desbaste externo y roscado para generar una espiga que se sujeta a un extremo de la celda de carga, luego se realizó un perforado y posterior roscado con machuelo en los extremos laterales para sujetar el tornillo de potencia mediante tornillos que se incrustan en una ranura del tornillo de potencia, la figura 54 muestra cómo se conforma el asiento para el tornillo de potencia.



Figura 54. Asiento del tornillo.

Fuente: Autores, 2017

3.3.3.4 Construcción de la Viga deslizante

Para las placas deslizantes se utilizó un perfil de acero AISI 1020 de espesor 9,05 mm, ancho 38,1 mm y 200 mm de largo, con el fin de pasar las barras guía se perforo en los extremos, se soldaron tubos de acero y se introdujeron bujes de bronce. Se realizaron orificios y luego roscado para asegurar en ella el rodamiento y la celda de carga. En la figura 55 se muestra la construcción final de la viga deslizante.



Figura 55. Viga deslizante.

Fuente: Autores, 2017

3.3.3.5 Construcción del tornillo de potencia

Para la construcción del tornillo de potencia se partió de una barra de acero AISI 1045 con un diámetro de 25,4 mm y una longitud de 200 mm, se realizó roscado en el torno donde se le realizó una rosca cuadrada. Luego se cilindró el perfil cónico que conecta con el volante y por último la ranura que se usa para ajustar con el asiento, en la figura 56 se muestra el tornillo de potencia una vez terminado.



Figura 56. Tornillo de potencia.

Fuente: Autores, 2017

3.3.3.6 Construcción del volante

Para la construcción del volante se adquirió una polea comercial de aluminio sin canal como se muestra en la figura 57, también se realizó un perforado cónico en el centro con el fin de acoplar el tornillo de potencia en el volante.



Figura 57. Volante para accionar tornillo de potencia..

Fuente: Autores, 2017

3.3.4 Construcción de la caja para la unidad de control

El sistema de medición y control consta de una caja fabricada a partir del corte y doblé de latón de calibre 22 usando dos laminas que se ensamblan para llegar a las dimensiones 150 mm de alto, 220 mm de ancho y 200 mm de largo; se perforó para hacer orificios de acuerdo a cada elemento que se necesitó fijar de acuerdo a la figura 68.

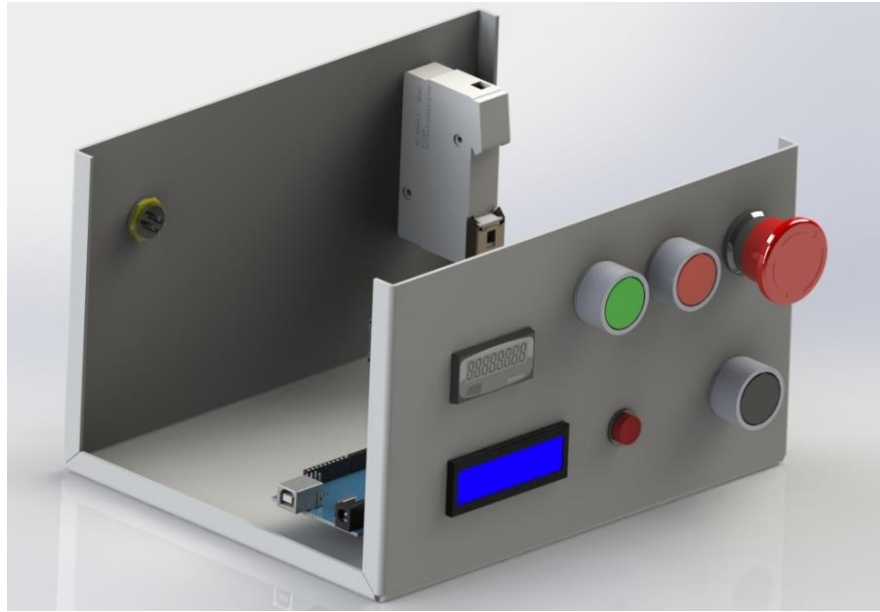


Figura 58. Caja para fijar los elementos de la unidad de control.

Fuente: Autores (SolidWorks 2015), 2017

3.3.5 Ensamble de la máquina

En la figura 59 se muestran los componentes parcialmente ensamblados. El ensamble de la máquina inicia con la puesta de los niveladores en sus soportes, luego se sujetó el sistema de los ciclos fijando el motor y los rodamientos a la lámina base con pernos tratando de alinear el eje del motor con el eje principal de la máquina para así enroscar el mandril en el eje principal, se ensambló el módulo de cargas junto con la celda de carga verificando que el rodamiento que sujeta la probeta quedara alineado con el eje principal. Después se fijó el sensor de revoluciones y el interruptor de carrera



Figura 59. Etapa de ensamble de la máquina.

Fuente: Autores, 2017

Se fijaron y conectaron los elementos de la unidad de control como en la figura 60 de acuerdo al esquema eléctrico, los manuales de los elementos electrónicos y las figuras 29 y 30 para las conexiones del Arduino.

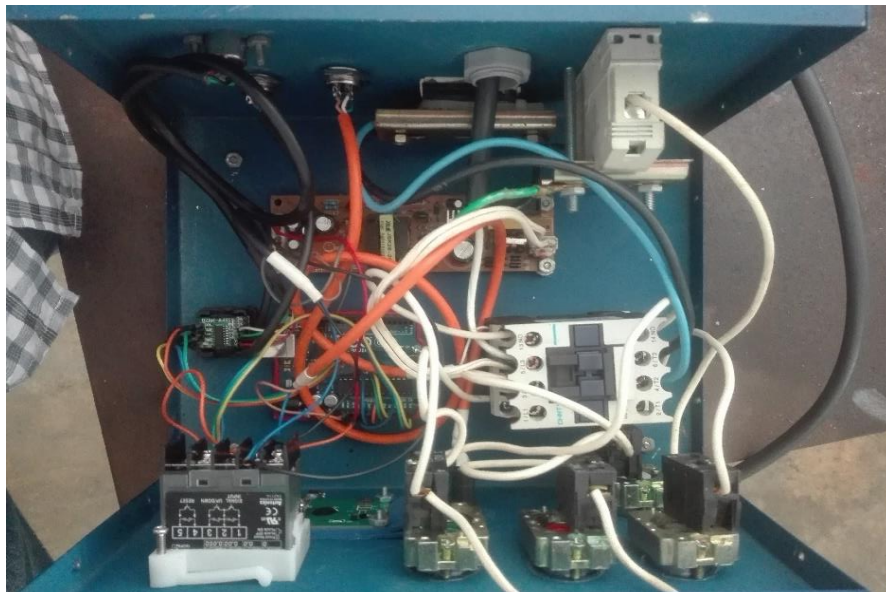


Figura 60. Ensamble interno de la unidad de control.

Fuente: Autores, 2017

Los elementos de interacción entre máquina y usuario se observan en las figuras 61 y 62, donde por una parte se muestran los interruptores, botones de arranque y parada y los elementos que muestran los datos recibidos de los sensores; por la otra se observan los conectores de las señales de los sensores, interruptor de carrera, la salida para la alimentación del motor y la alimentación de la máquina.



Figura 61. Panel frontal de la unidad de control.

Fuente: Autores, 2017



Figura 62. Panel posterior de la unidad de control.

Fuente: Autores, 2017

Luego de ensamblar todos los elementos y conectar la unidad de control se obtiene el ensamble general de la máquina mostrado en la figura 63.



Figura 63. Ensamble total de la máquina.

Fuente: Autores, 2017

3.4 VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA

3.4.1 Caracterización del acero empleado en las probetas

3.4.1.1 Ensayo de tracción

Luego de realizar ensayos se obtuvieron fracturas como en la figura 64, en orden de la muestra 1 a la 3 de abajo hacia arriba.



Figura 64. Muestras empleadas en el ensayo de tracción.

Fuente: Autores, 2017

Y al realizar los ensayos de tracción para las muestras se tienen los diagramas de esfuerzo deformación para cada muestra de acuerdo al gráfico 2.

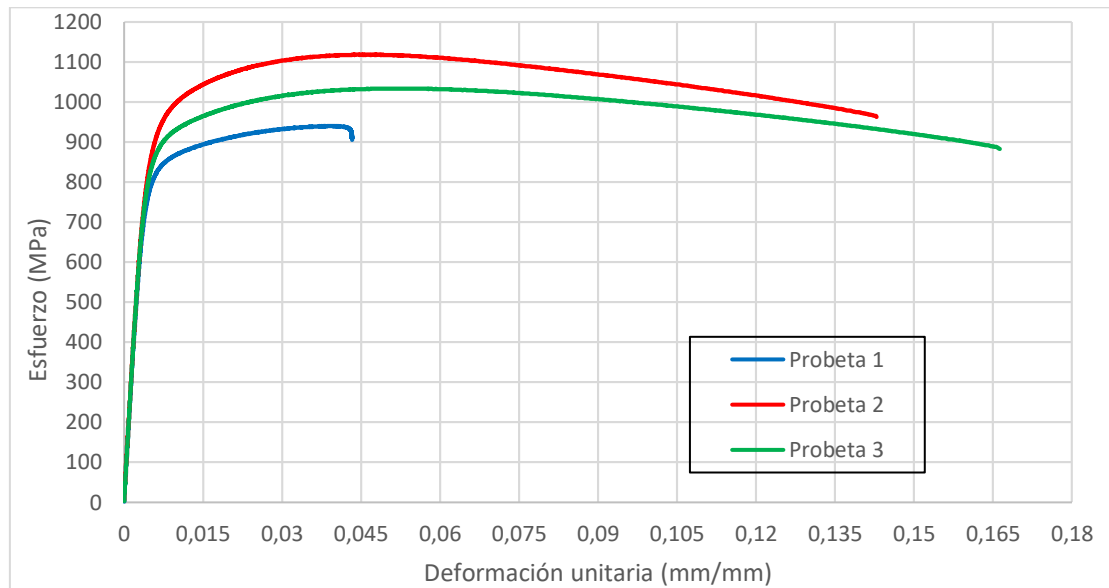


Gráfico 2. Diagrama de esfuerzo-deformación para los ensayos de tensión.

Fuente: Autores, 2017

En la tabla 10 se registraron los resultados de este ensayo para las tres muestras.

Tabla 10. Propiedades obtenidas a partir del ensayo de tensión

Muestra	Sut (MPa)	Sy (MPa)	Elongación (%)	Módulo de Young (GPa)
1	939,793	670	9,33	227,314
2	1118,735	710	8,73	225,247
3	1031,261	730	8,53	227,576
Promedio	1029,929	703,333	8,86	226,710

Fuente: Autores, 2017.

El limite de tracción y la curva de la muestra 1 presentó dispersion con respecto a las otras, esto pudo se debido a una rayadura en la zona de prueba que se comportó como concentrador de esfuerzos.

3.4.1.2 Análisis microestructural

Luego de realizar el proceso de pulido y ataque a la muestra, se observó y capturó una imagen coma en la figura 65.

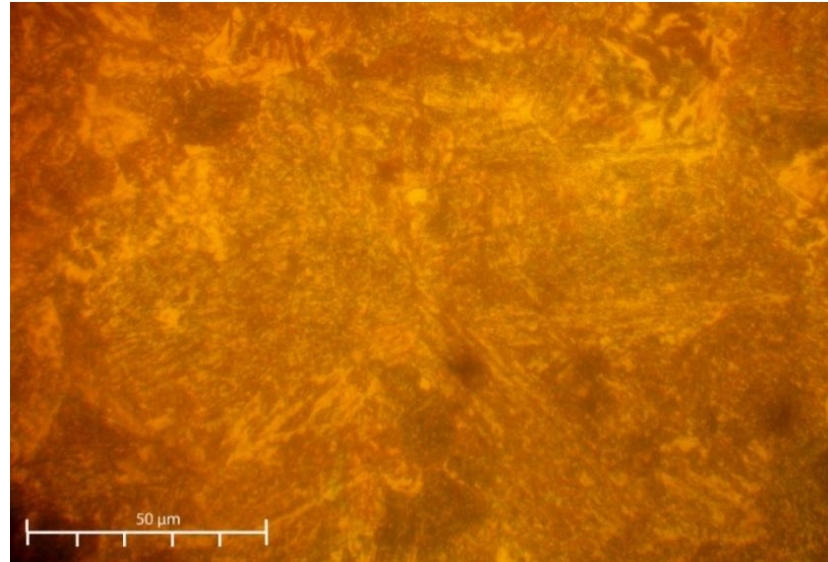


Figura 65. Microestructura del acero AISI 4140 a una escala de 50X.

Fuente: Autores, 2017

De acuerdo a lo observado en la imagen se observa una distribución de fases de martensita, lo que indica que el acero empleado está bajo los tratamientos de templado y revenido.

3.4.2 Medición de rugosidad en las muestras

las mediciones de rugosidad en las probetas se obtuvieron los resultados las tablas 11 y 12

Tabla 11. Rugosidad (Ra) medida de las probetas del grupo A

Probeta	M1 (μm)	M2 (μm)	M3 (μm)	M4 (μm)	M5 (μm)	Promedio (μm)
A1	0,13	0,23	0,14	0,16	0,09	0,15
A2	0,20	0,11	0,12	0,11	0,07	0,12
A3	0,11	0,10	0,10	0,10	0,11	0,10
A4	0,10	0,14	0,08	0,22	0,14	0,14
A5	0,18	0,19	0,07	0,16	0,14	0,15
A6	0,17	0,31	0,22	0,15	0,16	0,20

Fuente: Autores, 2017.

Tabla 12. Rugosidad (Ra) medida de las probetas del grupo B

Probeta	M1 (μm)	M2 (μm)	M3 (μm)	M4 (μm)	M5 (μm)	Promedio (μm)
B1	0,23	0,15	0,11	0,12	0,12	0,15
B2	0,23	0,15	0,20	0,20	0,20	0,20
B3	0,16	0,17	0,29	0,17	0,20	0,20
B4	0,12	0,18	0,12	0,14	0,27	0,17
B5	0,09	0,09	0,11	0,15	0,22	0,13
B6	0,18	0,19	0,16	0,16	0,12	0,16

Fuente: Autores, 2017.

Con lo cual se comprobó que la rugosidad superficial de las muestras estan dentro del rango permisible máximo de $0,2 \mu\text{m}$.

3.4.3 Datos obtenidos del ensayo de fatiga

La figura 66 muestra la forma en que se montan las probetas en la máquina.

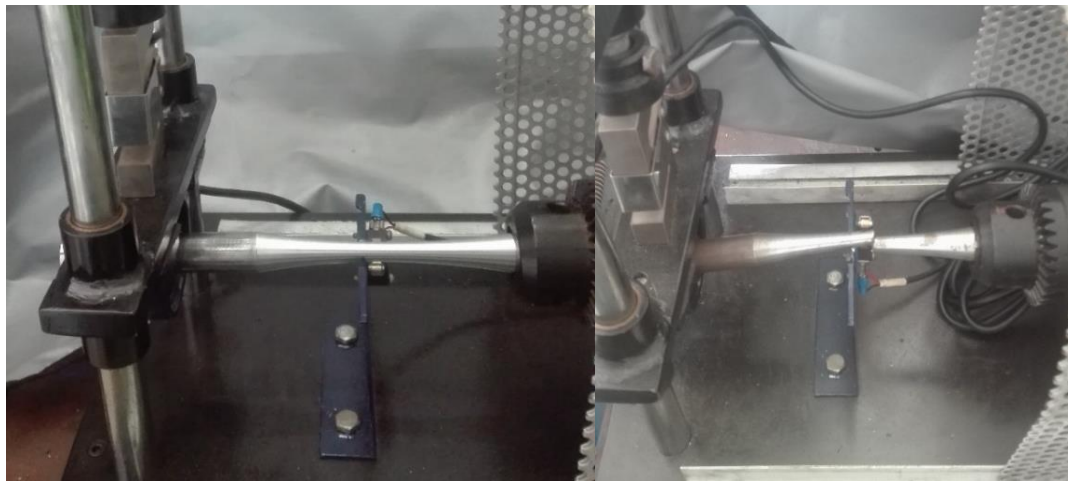


Figura 66. Montaje y fractura de una probeta en la máquina de ensayo de fatiga.

Fuente: Autores, 2017

Las tablas 13 y 14 tienen los datos de ciclos alcanzados de acuerdo al esfuerzo aplicado. Luego de observar los resultados también se realizó un ensayo (*) para observar el comportamiento entre los regímenes 2 y 3, ya que entre estos regímenes se da un salto de ciclos del orden de principios de 10^5 hasta a los 10^6 con solo variar 50 MPa.

Tabla 13. Ciclos y tiempo de acuerdo al esfuerzo de la réplica A

Nivel	Carga requerida (N)	Carga aplicada (N)	Esfuerzo aplicado (MPa)	Ciclos (Rev.)	Tiempo
1	268,04	311	477,99	5008481	No falló
2	301,55	345	530,26	1040975	-----
*	-----	366	562,53	622887	-----
3	335,05	380	584,05	151152	14'22"
4	402,06	448	688,56	28903	7' 45"
5	469,07	522	802,30	7713	2'47"
6	536,08	580	891,44	4451	1'32"

Fuente: Autores, 2017

Tabla 14. Ciclos y tiempo de acuerdo al esfuerzo de la réplica B

Nivel	Carga requerida (N)	Carga aplicada (N)	Esfuerzo aplicado (MPa)	Ciclos (Rev.)	Tiempo
1	268,04	283	434,96	5007325	No falló
2	301,55	328	504,13	3415698	-----
*	-----	351	539,48	743304	-----
3	335,05	378	580,98	110766	19'51"
4	402,06	461	708,54	30694	8'35"
5	469,07	516	793,08	14264	3'59"
6	536,08	576	885,30	6509	1'49"

Fuente: Autores, 2017

Se observó la propagación de la fractura de algunas muestras y se registraron fotografías mostradas en las figuras 67 y 68.



Figura 67. Probeta fracturada (A4) luego de hacer un ensayo de fatiga.

Fuente: Autores, 2017

De la figura anterior se muestra que la probeta A4, presenta un crecimiento de grieta de abajo hacia arriba, junto con presencia de recalentamiento debido a las altas cargas y falla catastrófica a corto tiempo. También se observa la formación de la fractura de abajo hacia arriba formando en crecimiento en forma de marcas de playa.



Figura 68. Probeta fracturada (B2) luego de hacer un ensayo de fatiga.

Fuente: Autores, 2017

En la muestra B2 se muestra un corte transversal similar a una fractura frágil que de acuerdo a la figura anterior se inició de abajo hacia arriba al generarse pequeñas microgrietas, sin embargo, a inicios del régimen de vida infinita se presentaron grietas de

mayor tamaño que terminaron con fractura súbita de la probeta. Comportamiento similar al crecimiento de grietas descrito en el modelo teórico descrito en la figura 1.

La figura 69 muestra la forma de la fractura de las muestras A6 hasta A1, luego del ensayo de fatiga.



Figura 69. Resultado de las fallas desde altas hasta bajas cargas para la réplica A.

Fuente: Autores, 2017

Se observó que las probetas sometidas a altas cargas presentaron recalentamiento evidenciado en el color azul presente y una forma de fractura bastante accidentada; a medida que el esfuerzo aplicado disminuye, la forma de la fractura se torna más regular y perdida de presencia de recalentamiento; las probetas que llegaron al régimen de alto ciclaje fracturaron con fallas a 90 grados y algunas probetas a simple vista se mantuvieron intactas al superar los ciclos para detención del ensayo.

3.4.4 Análisis de resultados de ensayo de fatiga

3.4.4.1 Análisis para datos de vida finita

Se realizaron las tablas 15 y 16, las cuales contienen el logaritmo base diez sobre cada dato de esfuerzo y ciclos.

Tabla 15. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de la réplica A para datos en vida finita.

Probeta	Log (esfuerzo)	Log (ciclos)
*	2,750146715	5,794409267
3	2,766449226	5,179413898
4	2,837943643	4,460942923
5	2,904336132	3,887223331
6	2,950093623	3,648457594

Fuente: Autores, 2017

Tabla 16. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de la réplica B para datos en vida finita.

Probeta	Log (esfuerzo)	Log (ciclos)
*	2,731972746	5,87116647
3	2,764157429	5,044406473
4	2,850366555	4,487053489
5	2,899315331	4,15424133
6	2,947088113	3,813514272

Fuente: Autores, 2017

Para la réplica A, usando los valores de la tabla en las ecuaciones 47, 48, 49 y 50 se obtiene

$$\bar{Y} = 4,594089403$$

$$\bar{X} = 2,841793868$$

$$\hat{B} = -10,09763812$$

$$\hat{A} = 33,28949548$$

Luego reemplazando \hat{A} y \hat{B} en la ecuación 46 y asumiendo como la ecuación 45

$$\log N = 33,28949548 - 10,09763812 * \log(S)$$

$$\log S = 3,29732 - 0,09903 \log N$$

$$S = 1982,99N^{-0,09903}$$

Para la réplica B, usando los valores de la tabla en las ecuaciones 47, 48, 49 y 50 se obtiene

$$\bar{Y} = 4,674076407$$

$$\bar{X} = 2,838580035$$

$$\hat{B} = -8,68572215$$

$$\hat{A} = 29,32919389$$

Luego reemplazando \hat{A} y \hat{B} en la ecuación 46 y asumiendo como la ecuación 45

$$\log N = 29,32919389 - 8,68572215 * \log(S)$$

$$\log S = 3,37671 - 0,11513 \log N$$

$$S = 2380,73N^{-0,11141}$$

3.4.4.2 Análisis para datos en vida infinita

Los datos que superaron los ciclos de 10^6 ciclos se registraron en la tabla 17 y así poder aproximar un valor de límite de resistencia a la fatiga.

Tabla 17. Logaritmos de esfuerzo y ciclos para datos en vida infinita.

Probeta	Esfuerzo (MPa)	Ciclos (Rev.)
A1	477,9979327	5008481
A2	530,2549414	1040975
B1	434,962749	5007325
B2	504,1264371	3415698
Promedio	484,07	

Fuente: Autores, 2017

3.4.5 Comparación de datos

3.4.5.1 Gráficas S-N

El diagrama de esfuerzo-ciclos se muestra en el gráfico 3.

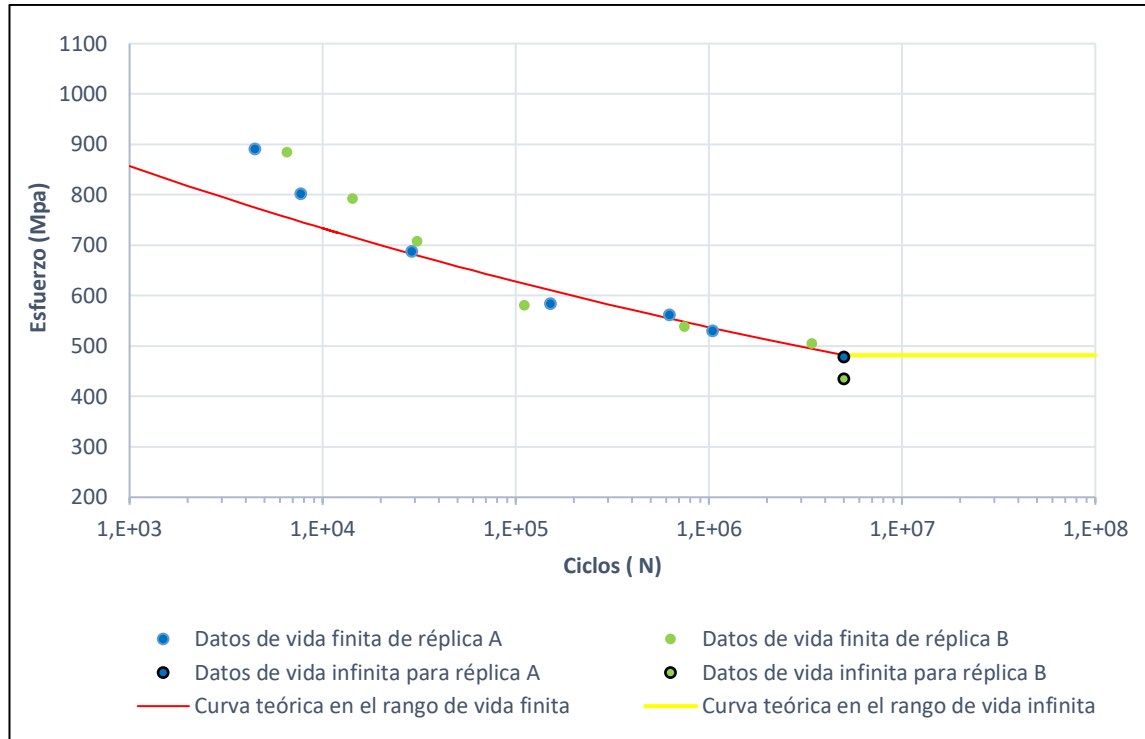


Gráfico 3. Diagrama de esfuerzo contra ciclos para los ensayos de fatiga.

Fuente: Autores, 2017

En el gráfico anterior se puede observar los puntos que corresponden a los datos obtenidos a nivel experimental oscilan alrededor las líneas roja y amarilla correspondientes a la curva teórica del acero AISI 4140 y que los datos con altos esfuerzos presentan mayor dispersión que los que se aproximan al límite de resistencia a la fatiga.

3.4.5.2 Resistencia a la fatiga

Empleando las ecuaciones 3 y 4 para obtener una aproximación de la ecuación 2, se construye un modelo teórico que define la resistencia a la fatiga de acuerdo a un número de ciclos. Considerando un $f=0,79$ y $S_{ut}=1029,929$ MPa.

$$a = \frac{(0,79 * 1029,929 \text{ MPa})^2}{514,964 \text{ Mpa}}$$

$$a = 1311,72 \text{ Mpa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,79 * 1029,929 \text{ MPa}}{514,964 \text{ MPa}} \right)$$

$$b = -0,0676$$

Así, la ecuación para el acero AISI 4140 sería.

$$S_f = 1311,72 \text{ Mpa} * N^{-0,0676}$$

En la tabla 18 se determinó el error de acuerdo a la ecuación 52.

Tabla 18. Comparación ecuación de resistencia a la fatiga.

Réplica	Teorica	A		B	
	S_f $= 1311,72 N^{-0,0676}$	S $= 1982,99 N^{-0,09903}$		S $= 2380,73 N^{-0,11141}$	
	Esfuerzo	Esfuerzo	Error (%)	Esfuerzo	Error (%)
1×10^3	822,32	1000,53	21,54	1102,75	34,06
1×10^4	703,79	796,53	13,22	853,23	21,33
1×10^5	602,33	634,12	5,31	660,18	9,63
1×10^6	515,51	504,82	2,14	510,80	0,97

Fuente: Autores, 2017

Estos errores pueden deberse al procedimiento en los ensayos, ya que primero se encendía el motor y luego se aplicaba la carga; lo que conlleva a que se estuvieran contando ciclos aun cuando no se habia aplicado el esfuerzo. Viendose afectados en mayor proporción los datos que pertenecen al régimen de bajos ciclajes.

3.4.5.3 Comparación de límites de resistencia a la fatiga

En la tabla 19 se comparó el valor del límite de resistencia a la fatiga obtenido del ensayo.

Tabla 19. Comparación del límite de resistencia a la fatiga.

	Referencia	S _{ut} (MPa)	S _e (MPa)	Error (%)
	Obtenida	1029,29	484,07	
1	Teórico	1029,929	514,96	5,99
2	Castillo (2014)	1030	516	6,19
3	Da silva (2001)	1042	516	6,19

Fuente: Autores, 2017

Los errores calculados pueden deberse a condiciones de la probeta como la rugosidad de la superficie y el procedimiento en los ensayos.

Se determina la relación del límite de resistencia a la fatiga con el esfuerzo último.

$$\frac{484,07}{1029,929 \text{ MPa}} = 0,47$$

Luego se calcula el error de la relación obtenida con respecto al valor de 0,5

$$Error = \left| \frac{0,4507 - 0,5}{0,5} \right| * 100\%$$

$$Error = 5,99 \%$$

4. CONCLUSIONES

- ✓ Los parámetros de operación de la máquina se formularon bajo los lineamientos de la norma ASTM E466 y los de condiciones de esfuerzo mediante las dimensiones y material de las probetas.
- ✓ Se construyó una máquina de ensayos que permite realizar ensayos de fatiga usando muestras en voladizo bajo la norma ASTM E466, a una velocidad de rotación de 3600 RPM y una capacidad de carga de 650 N.
- ✓ Se implementó una unidad de control y sensores que permitieran facilitar la toma y observación de datos, así como la operación de la máquina por parte de los usuarios.
- ✓ Se compararon las curvas que conforman los diagramas de esfuerzo contra ciclos con una curva teórica y se observó una dispersión en los datos que corresponden al régimen de bajos ciclajes.
- ✓ El límite de resistencia a la fatiga obtenido por la práctica en la máquina fue de 484,07 MPa, que se acerca al modelo teórico con un error del 5,99 %.

5. RECOMENDACIONES

- ✓ Utilizar equipos para verificar y hacer una mejor alineación de los ejes, con ello minimizar las vibraciones presentes, pues estas se sumarían a las vibraciones típicas que se presentan al descentrar un extremo de la probeta al aplicarle carga. Esto permite aumentar la vida útil de la máquina.
- ✓ Se recomienda implementar algún tipo de mordaza, por ejemplo, una boquilla ER32-20 de HERRATEC, la cual tiene agarre en diámetros entre 19 mm y 20 mm o un portafresas CAT40 de TOOLMEX, con un diámetro de agarre de 19,05 mm. Con el fin de garantizar una mejor sujeción al momento de poner en marcha el ensayo; ya que en el rango de vida finita que es donde se ejercen altas cargas se pueden presentar deslizamientos en la probeta, haciendo que se presenten errores en los datos tomados.
- ✓ Otra forma de evitar el deslizamiento de las probetas a altas cargas es maquinar caras a 120 grados en el extremo de sujeción. Siempre y cuando se garantice que la probeta quede centrada al momento de montarla en la máquina.
- ✓ No se debe superar la carga máxima, ya que de lo contrario el motor tiende a trabajar forzado e incluso a detenerse; si lo que se quiere es conseguir niveles de esfuerzos más altos se debe reducir el diámetro de prueba de las probetas, esto siempre y cuando este dentro del rango establecido por la norma.

6. BIBLIOGRAFÍA

- ✓ Askeland, D., Phulé, P. 2004. Ciencia e ingeniería de los materiales 4^a ed. Thomson.
- ✓ ASTM, E466. 2015. Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial test of metallic materials.
- ✓ ASTM, E468. 2011. Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials.
- ✓ ASTM E407, 2015. Standard Practice for Microetching Metals and Alloys.
- ✓ ASTM, E739. 2015. Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data.
- ✓ ASTM, E8/E8M. 2009. Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials.
- ✓ Avilés, R. 2015. Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería (metales). Paraninfo
- ✓ Beer, F., Johnston, E., Dewolf, J., Mazurek, D. 2013. Mecánica de materiales 6^a ed. McGraw-Hill.
- ✓ Bohórquez, L., Vilorio, L. 2016. Efecto de la temperatura de revenido en la microestructura y en las propiedades mecánicas del acero AISI 4140, Ingeniero Mecánico, Universidad de Córdoba, Montería.
- ✓ Budynas, R., & Nisbett, J. 2011. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9^a ed. México. McGraw-Hill.
- ✓ Chamba, L., & Páez, J. Julio de 2009. Diseño y construcción de una máquina de ensayo de metales sometidos a fatiga por flexión rotativa con capacidad de 30 kgf-m. Escuela politécnica salesiana. Quito, Ecuador.
- ✓ Da Silva, J., & Nunes, J. 2001. Comportamiento a la fatiga y fatiga-corrosión del acero SAE 4140 recubierto por termo-rociado. Caracas.

- ✓ Escamilla, A., & Mojica, D. 2010. Diseño y construcción de un banco para pruebas de fatiga bajo flexión rotativa de probetas en voladizo según normativa ASTM E-606. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga.
- ✓ García M. 2016. Balanza digital de hasta 20Kg con celda de carga y transmisor HX711. http://www.naylampmechatronics.com/blog/25_Tutorial-trasmisor-de-celda-de-carga-HX711-Ba.html.
- ✓ García, J., & Arévalo, j. Julio de 2010. Diseño de un banco de pruebas para ensayos de fatiga bajo esfuerzos rotativos en flexión sobre apoyos y en voladizo. Revista ingenio, 38-45. Tomado el 13 de marzo de 2016, de <http://revistas.ufps.edu.co/index.php/ringenio/article/view/104/67>.
- ✓ Groover, M., 2007. Fundamentos de manufactura moderna. McGraw-Hill, México.
- ✓ Jensen, C., Helsel, J. & Short, Denis. Dibujo y diseño en ingeniería 6 ed. 2004. McGraw-Hill, México
- ✓ Laboratorio de producción. 2008. Fatiga: protocolo curso de materiales. Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito. Obtenido de. <http://copernico.escuelaing.edu.co/lpinilla/www/protocols/MATE/PROTOCOLO%20FATIGA.pdf>.
- ✓ Millán, S. 2006 Procedimientos de mecanizado 2ª ed. Thomson, México.
- ✓ Norton, R. 1999. Diseño de máquinas. México: Prentice-Hall.
- ✓ Polanco, C. 2011. Ensayo de fatiga en flexión rotativa del acero AISI-SAE 1018 por el método esfuerzo-vida. Guayaquil, Ecuador. Tomado de <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/19227>
- ✓ Ramírez, M. noviembre de 2007. Fatiga: Cuando los materiales llegan al límite.

Revista Metal Actual, 44-50. Tomado de
http://www.metalactual.com/revista/6/procesos_fatiga.pdf

- ✓ Tobar, M., & Carrillo, J. octubre de 2010. Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria versión II. Escuela politécnica nacional. Quito, Ecuador. Tomado de
<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2495>
- ✓ Toro, L., & Moreno, L. 2017. Diseño y construcción de un equipo de laminación plana en frío para placas de aluminio implementando la metodología DFMA. Universidad de Córdoba. Montería-Córdoba.
- ✓ Universidad de Navarra. Cojinetes de fricción. Revista Tecnun.
- ✓ Vanegas, L. agosto de 2010. Cargas variables-Teoría de fatiga. Tomado de
<http://www.utp.edu.co/~lvanegas/htmldocs/disI.htm>

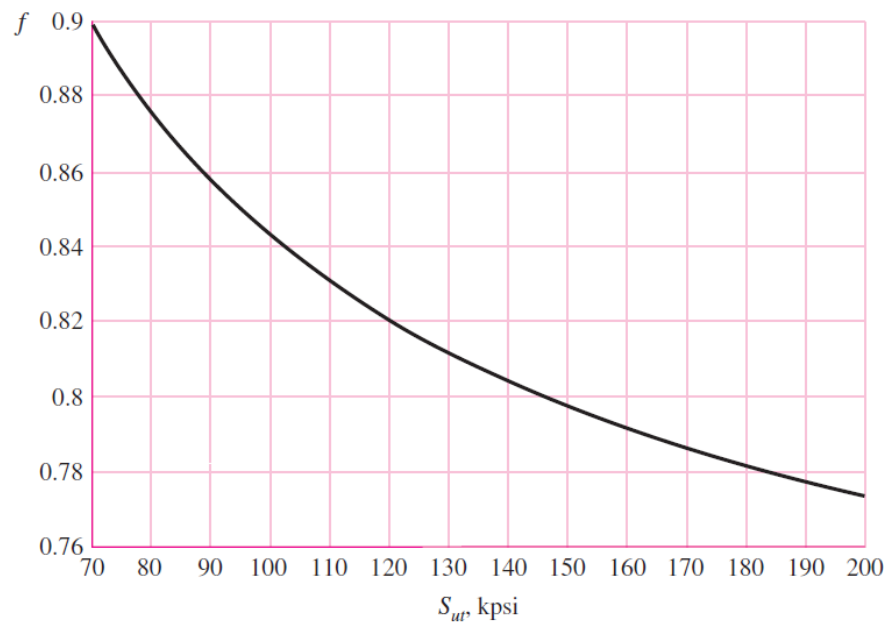
ANEXOS

Anexo 1. Propiedades de algunos aceros según fabricantes.

Material	Fabricante	Estado del material	S_{ut} (MPa)	S_y (MPa)	% deformación
AISI 1020	FERROINDUSTRIAL	Lamiando en caliente	390	304	25
AISI 1045	FERROINDUSTRIAL	Normalizado	590	340	18
AISI 4140	FERROINDUSTRIAL	Templado y revenido	980	735	14
AISI 4140	ACEFER Y CIA LTDA	Templado y revenido	1113	1045	15
ASTM A36	FERRASA	Laminado en caliente	453	266	20

Anexo 2. Fracción de la resistencia a la fatiga.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011, p555



Anexo 3. Tabla de parámetros del factor de superficie (K_a)

Fuente: Budynas y Nisbett 2011, p555.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Anexo 4. Factor de efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fatiga.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011, p555

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

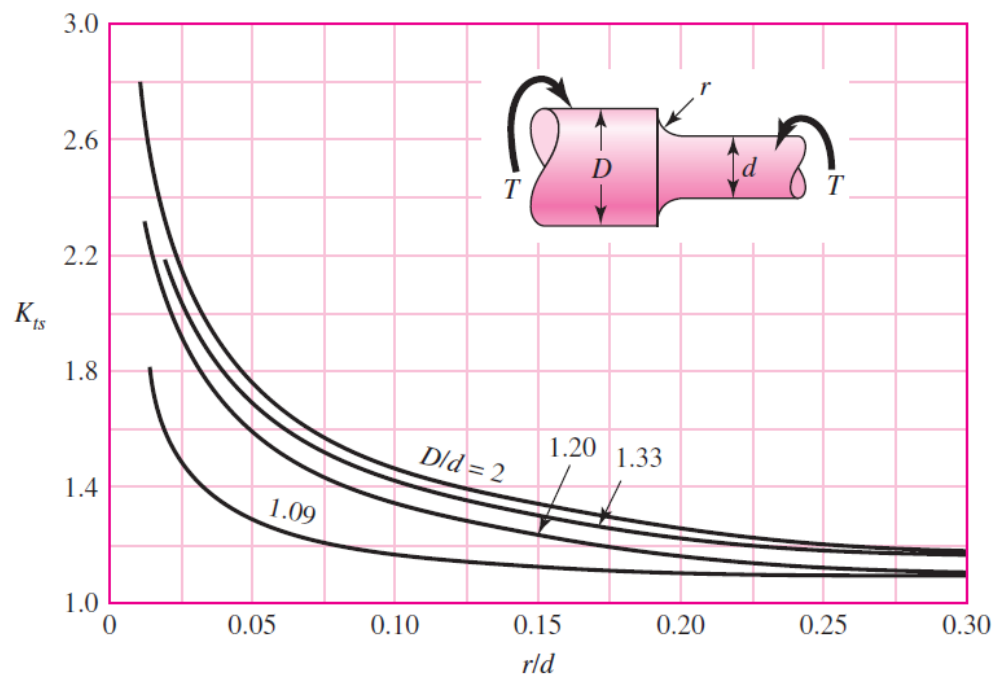
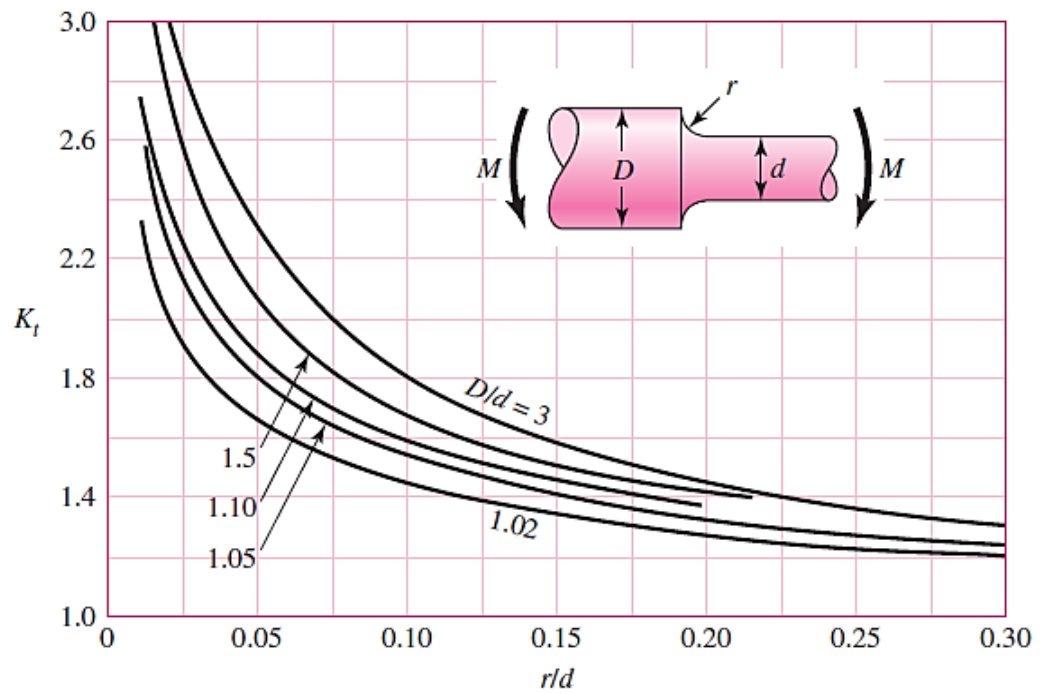
Anexo 5. Tabla de factor de confiabilidad (k_e)

Fuente: Budynas y Nisbett 2011, p555.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

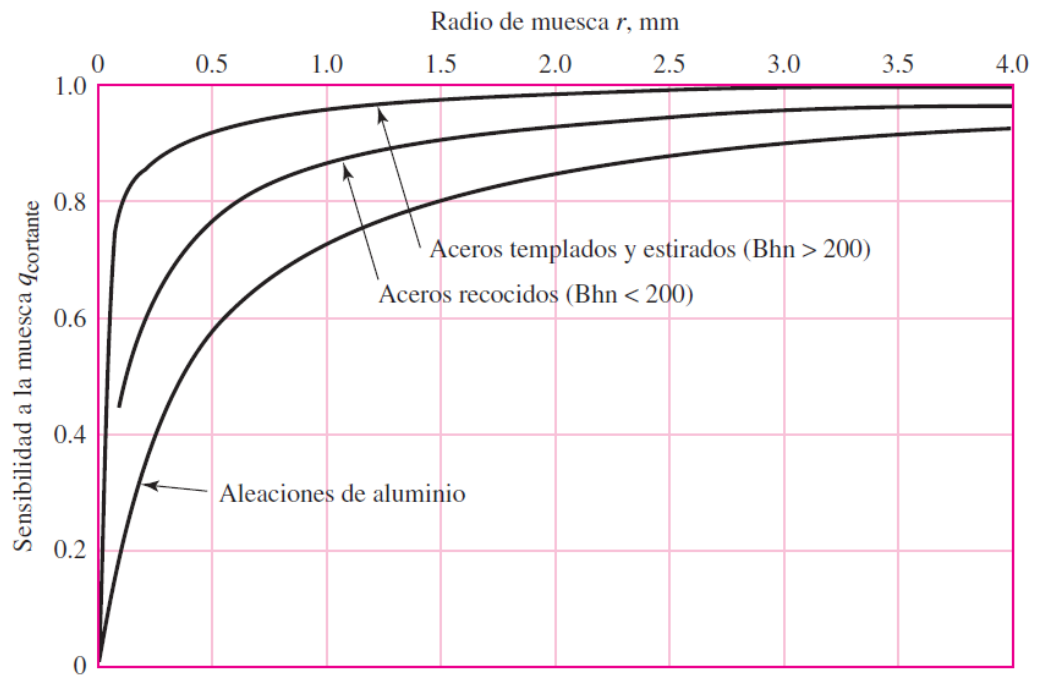
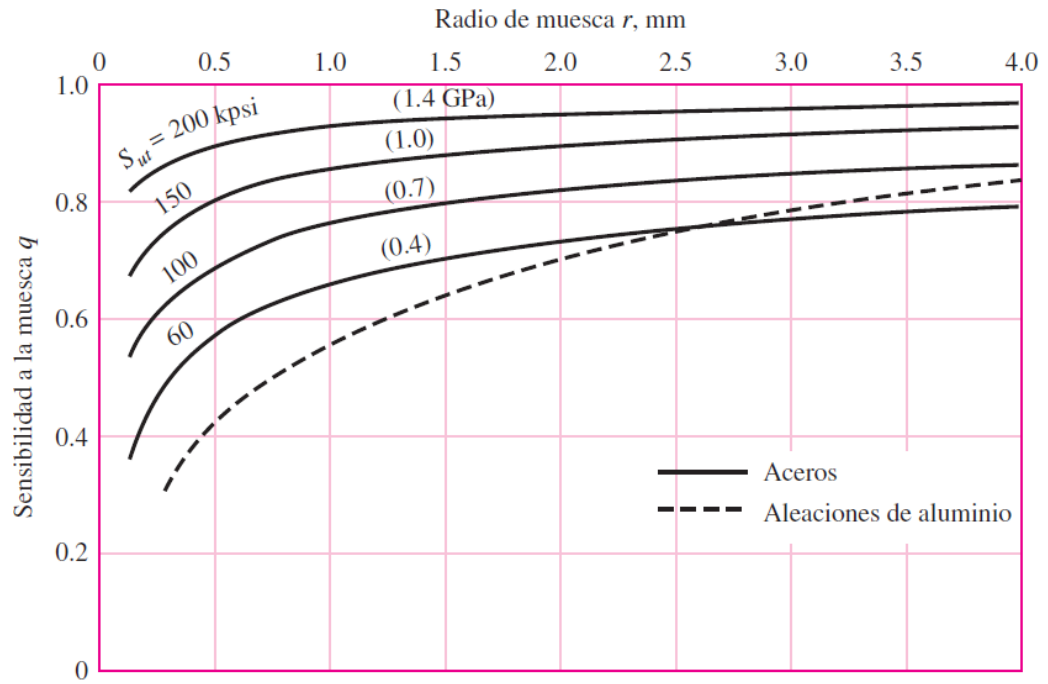
Anexo 6. Diagrama para determinar el factor de concentración de esfuerzos.

Fuente: Budynas y Nisbett, 2011



Anexo 7. Gráfico para estimar el factor de sensibilidad a la muesca (q)

Fuente: Budynas y Nisbett 2011



Anexo 8. Tabla de cuñeros y cuñas estándar de acuerdo al catalogo de INTERMEC

Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

Anexo 9. Tabla para selección de acoplamientos de mordaza según catalogo CHALLENGE

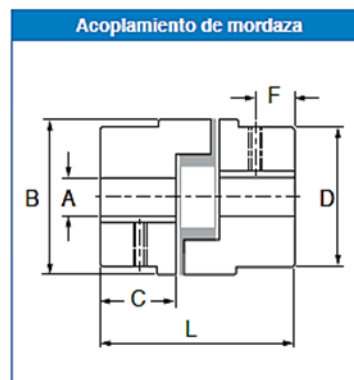
Talla	Par Completeacopl nominal	Vel. max rev/min	Agujero piloto A	Alesaje max A	Diámetro total B	Longitud total L	Ancho cubocubo C	Diámetro D	Tornillo de reglaje posición F	Talla	Peso total kgf
035	0.50	31000	4.8	8	16.0	20	7	16.0	3.0	M3	0.06
050	3.51	18000	6	14	27.5	44	16	27.5	6.5	M6	0.10
070	5.77	14000	9	19	35.0	51	19	35.0	9.5	M6	0.25
075	11.9	11000	9	24	44.5	54	21	44.5	8.0	M6	0.45
090	19.2	9000	9	24	54.0	54	21	54.0	8.7	M6	0.55
095	25.8	9000	9	28	54.0	64	25	54.0	11.5	M8	0.65
100	55.4	7000	12	35	65.0	89	35	65.0	12.5	M8	1.60
110	105	5000	15	42	84.0	108	43	84.0	20.5	M10	3.00
150	150	4000	15	48	96.0	115	45	96.0	22.5	M10	4.90
190	200	3600	19	55	115.0	133	54	102.0	22.5	M12	7.00
225	280	3600	19	60	127.0	153	64	108.0	25.5	M12	9.00

Desalineación angular de hasta 1°

Desalineación paralela de hasta 0.38mm

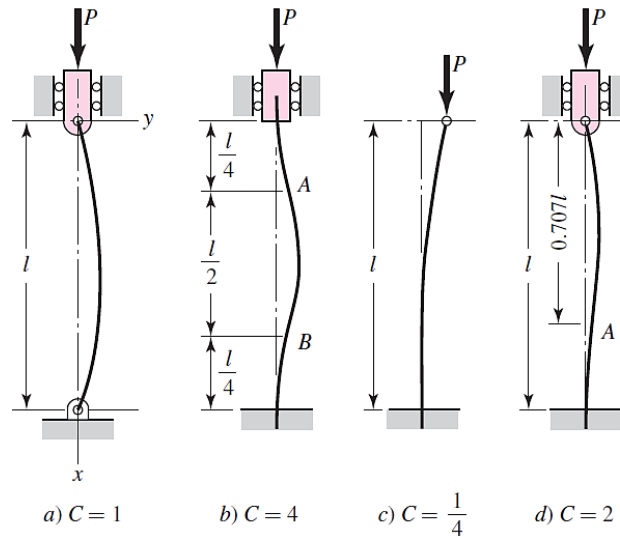
El peso se refiere a un acoplamiento completo con agujero piloto

El inserto en nitrilo tiene una gama de temperaturade -40 °C hasta 100 °C



Anexo 10. Constante de extremos para el cálculo de columnas.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011



Anexo 11. Coeficientes de fricción de pares roscados.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Anexo 12. Paso preferido para roscas ACME de acuerdo al diámetro exterior.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011.

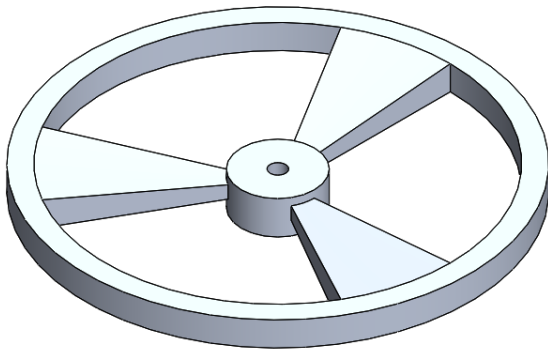
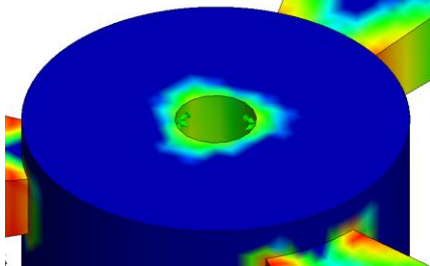
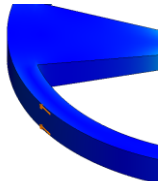
d , pulg	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p , pulg	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

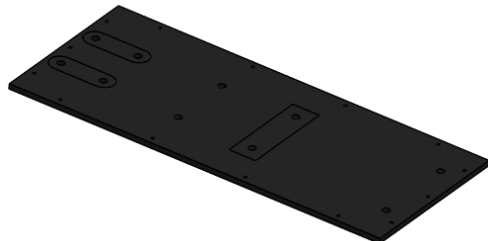
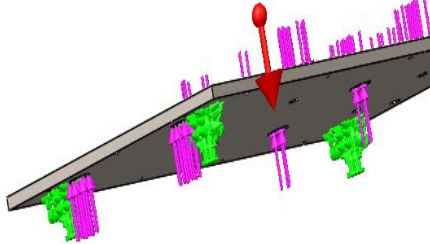
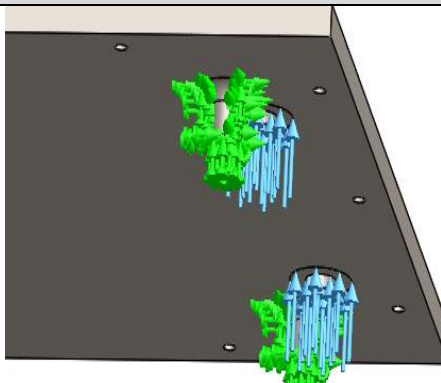
Anexo 13. Coeficientes de fricción de collarín de empuje.

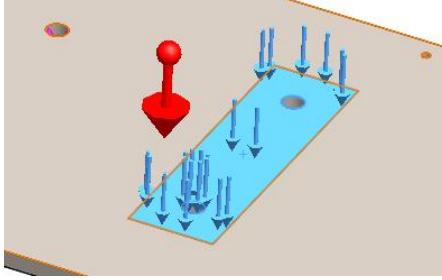
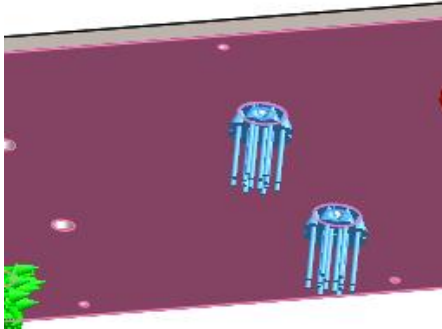
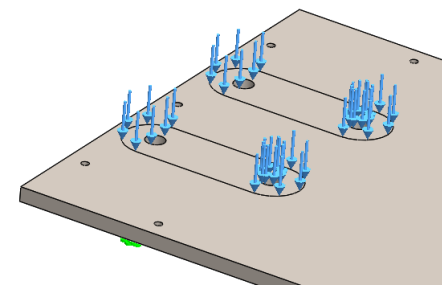
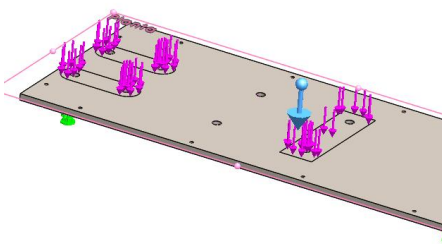
Fuente: Budynas y Nisbett 2011

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Anexo 14. Detalles de simulación estática de probeta de fatiga, eje principal, volante y lámina base.

Propiedades de análisis de volante			
Referencia de modelo		Propiedades	
	Nombre:	Fundición de aluminio	
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	
	Criterio de error predeterminado:	Desconocido	
	Límite elástico:	35 MPa	
	Módulo elástico:	69 GPa	
	Coeficiente de Poisson:	0,33	
	Densidad:	2700 kg*m ⁻³	
Cargas y sujeciones			
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		Entidades:	1 cara(s)
		Tipo:	Geometría fija
Información de malla			
Tipo de solver	Direct Sparse	Nodos	69661
Tipo de malla	Malla sólida-tetraédrica	Puntos jacobianos	4
Mallador utilizado:	Malla estándar	Tamaño de elementos	2.96663 mm
Transición automática:	Desactivar	Tolerancia	0.148332 mm
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar	Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Cargas aplicadas			
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Torsión-1		Referencia:	Cara< 1 >
		Tipo:	Aplicar momento torsor
		Valor:	4,136 N*m (cw)

Propiedades de análisis de lámina base					
Referencia de modelo		Propiedades			
	Nombre:	ASTM A36 Acero			
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal			
	Criterio de error predeterminado:	Desconocido			
	Límite elástico:	2.5e+008 N/m^2			
	Límite de tracción:	4e+008 N/m^2			
	Módulo elástico:	2e+011 N/m^2			
	Coeficiente de Poisson:	0.26			
	Densidad:	7850 kg/m^3			
Cargas y sujeciones					
Nombre de sujeción		Imagen de sujeción		Detalles de sujeción	
Fijo-1				Entidades:	1 cara(s)
				Tipo:	Geometría fija
Información de malla					
Tipo de solver		Direct Sparse	Nodos	59330	
Tipo de malla		Malla sólida	Puntos jacobianos	4 Puntos	
Mallador utilizado:		Malla estándar	Tamaño de elementos	7.17335 mm	
Transición automática:		Desactivar	Tolerancia	0.358667 mm	
Incluir bucles automáticos de malla:		Desactivar	Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden	
Cargas aplicadas					
Nombre de carga		Cargar imagen		Detalles de carga	
Fuerza-1				Referencia:	2 caras
				Tipo:	Aplicar fuerza normal
				Valor:	637,61 N (vertical)

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-2		Referencia:	1 cara
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	-1436,17 N (Vertical)
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-3		Referencia:	2 caras
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	795,96 N (Vertical)
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-4		Referencia:	2 caras
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	-98 N (vertical)
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Gravedad-1		Referencia:	Planta
		Tipo:	
		Valor:	9,81 m*s ⁻²









Anexo 15. Materiales para fabricación de bujes.

Fuente: Revista Tecnun

	Carga máxima (MPa)	Temp Máx (°C)	Velocidad máx (m/s)	P.V máx (N/m.s)
Bronce fundido	31	163	0.6	1.5E+05
Bronce poroso	31	66	0.6	1.5E+05
Hierro poroso	55	66	0.3	1.5E+05
Fenólicos	41	93	1.1	4.4E+04
Ni16n (nylon)	7	93	0.4	8.8E+03
Teflón	3	260	0.0	2.9E+03
Teflón reforzado	17	260	0.4	2.9E+04
Teflón en tejido	414	260	0.0	7.3E+04
Delrin	7	82	0.4	8.8E+03
Carbono-grafito	4	399	1.1	4.4E+04

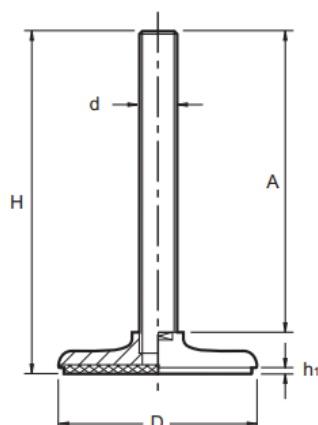
Anexo 16. Especificaciones SAE para algunos pernos de acero.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Anexo 17. Características del nivelador ajustable 300/315.

Fuente: TECNODIN, catálogo general, 2014



Código	D	d	A	H	h1	Kg*	Color
820804501	40	M8	40	52	3	450	Natural
820804502	40	M10	60	72	3	600	Natural
820805501	50	M8	60	74	3	450	Natural
820805502	50	M10	80	94	3	600	Natural
820805503	50	M12	50	65	3	750	Natural
820805504	50	M12	100	115	3	750	Natural
820808501	80	M16	150	171	3	2000	Natural
820812501	120	M20	200	224	3	3000	Natural
820815501	150	M24	200	226	3	4000	Natural

Acero Inoxidable (AISI 303). Incluye goma (Nitrile) en la base del pie.
Para otros diámetros de base, otras roscas y longitudes, consultar.

*Peso max. estático calculado con el eje vertical.

Anexo 18. Ficha técnica del sensor de proximidad

■ Specifications

●DC 3-wire type

Model	PS12-4DN PS12-4DP PS12-4DN2 PS12-4DNU PS12-4DPU PS12-4DN2U	PS17-5DN PS17-5DP PS17-5DN2 PS17-5DNU PS17-5DPU PS17-5DN2U PS17-5DN-F	PS17-8DN PS17-8DP PS17-8DN2 PS17-8DNU PS17-8DPU	PS17-8DN-F PS17-8DP-F PS17-8DN2-F PS17-8DNU-F PS17-8DPU-F PS17-8DN2U-F	PSN25-5DN PSN25-5DP PSN25-5DN2 PSN25-5DP2	PSN30-10DN PSN30-10DP PSN30-10DN2 PSN30-10DP2	PSN30-15DN PSN30-15DP PSN30-15DN2 PSN30-15DP2	PSN40-20DN PSN40-20DP PSN40-20DN2 PSN40-20DP2	PS50-30DN PS50-30DP PS50-30DN2 PS50-30DP2
Detecting distance	4mm ±10%	5mm ±10%	8mm ±10%		5mm ±10%	10mm ±10%	15mm ±10%	20mm ±10%	30mm ±10%
Hysteresis	Max. 10% of detecting distance								
Standard detecting target	12×12×1mm(Iron)	18×18×1mm(Iron)	25×25×1mm(Iron)			30×30×1mm(Iron)	45×45×1mm(Iron)	60×60×1mm(Iron)	90×90×1mm(Iron)
Setting distance	0~2.8mm	0~3.5mm	0~5.5mm		0~3.5mm	0~7mm	0~10.5mm	0~14mm	0~21mm
Power supply (Operation voltage)	12~24VDC (10~30VDC)								
Leakage current			Max. 10mA						
Response frequency	500Hz	700Hz	200Hz		300Hz	250Hz	200Hz	100Hz	50Hz
Residual voltage	Max. 1.5V								
Affection by Temp.	±10% Max. for detecting distance at +20℃ within temperature range of -25 ~ +70℃								
Control output	200mA								
Insulation resistance	Min. 50MΩ (at 500VDC)								
Dielectric strength	1500VAC 50/60Hz for 1 minute								
Vibration	1mm amplitude at frequency of 10 ~ 55Hz in each of X, Y, Z directions for 2 hours								
Shock	500m/s ² (50G) X, Y, Z directions for 3 times								
Indicator	Operation indicator (Red LED)								
Ambient temperature	-25 ~ +70℃ (at non-freezing status)								
Storage temperature	-30 ~ +80℃ (at non-freezing status)								
Ambient humidity	35~95%RH								
Protection circuit	Surge protection circuit, Reverse polarity protection				Surge protection circuit, Reverse polarity protection, Overload & short circuit protection				
Protection	IP67 (IEC specification)								
Approval	CE								
Weight	Approx. 62g	Approx. 71g	Approx. 70g			Approx. 111g		Approx. 158g	Approx. 220g

LA8N SERIES

DIN W48×H24mm, Indication only, LCD Counter

■ Features

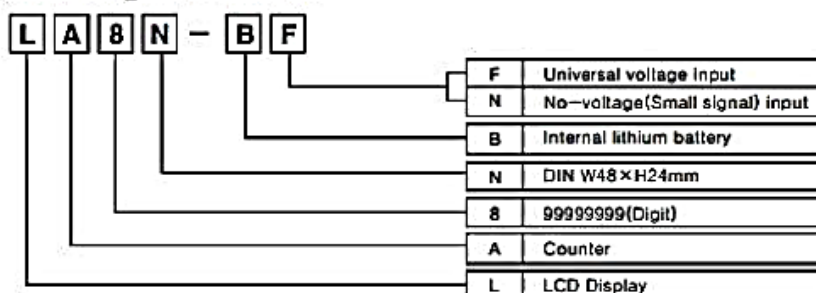
- Upgraded version of LA7N series
- Small size and count up mode only
- Internal lithium battery
- Signal input
 - No-voltage input ⇨ Please use reliable contacts enough to flow 3VDC 5μA of current.
 - Universal voltage input ⇨ "H" : 6-240VDC, 24-240VAC
"L" : 0-2.4VDC, 0-2VAC
- Screw Terminal type(Terminal protection cover)
- LCD Display
- Built-in Microprocessor
- IP66 rated(Front panel only)



Please read "Caution for your safety" in operation manual before using.



■ Ordering information



■ Specifications

Series		LA8N-BN	LA8N-BF
Digit		8digits	
Display		LCD Zero Blanking type(Height : 8.7mm)	
Operation method		Count up mode	
Power supply		Internal lithium battery	
Input type		No-voltage input	Universal voltage input
Counting speed		Selectable 1cps / 30cps / 1kcps	20cps
Count Input		• Impedance at short-circuit : 10kΩ (ON), residual voltage : Max. 0.5V • Impedance at open-circuit : 500kΩ (OFF)	High : 24-240VAC / 6-240VDC Low : 0-2VAC / 0-2.4VDC
RESET input		No-voltage input	
Min.signal width of RESET		Min. 20ms	
Battery life cycle		Over 7 years(Approx. 20℃)	
External switch		SW1(★1), SW2(★2)	SW1(★1)
Insulation resistance		Min. 100MΩ (at 500VDC mega)	
Dielectric strength		(★3) 2000VAC 60Hz for 1 minute	
Vibra-tion	Mechanical	0.75mm amplitude at frequency of 10 ~ 55Hz in each of X, Y, Z directions for 1 hour	
	Malfunction	0.3mm amplitude at frequency of 10 ~ 55Hz in each of X, Y, Z directions for 10 minutes	
Shock	Mechanical	300m/s ² (Approx. 30G) in X, Y, Z directions for 3 times	
	Malfunction	100m/s ² (Approx. 10G) in X, Y, Z directions for 3 times	
Ambient Temperature		-10 ~ +55℃ (at non-freezing status)	
Storage Temperature		-25 ~ +65℃ (at non-freezing status)	
Ambient humidity		35 ~ 85%RH	
Approval			
Unit weight		Approx. 58g	

(★1) SW1 is a switch ENABLE / DISABLE the front RESET.

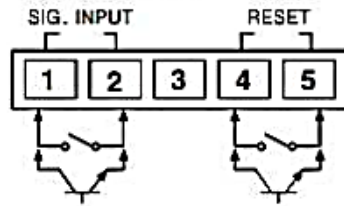
(★2) SW2 is a switch setting counting speed.

(★3) No-voltage Input: Between all terminals and case, Universal voltage Input: Between input terminal and reset input terminal, all terminals and case

Compact LCD Counter

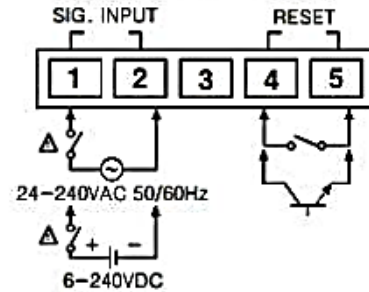
Connections

No-voltage Input



- ※ Use reliable contacts enough to flow $5\mu\text{A}$ of current.
- ※ Terminal 2 and 5 are connected inside. (Non-isolation)

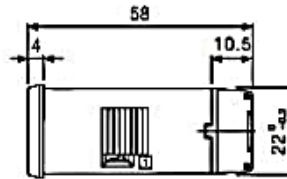
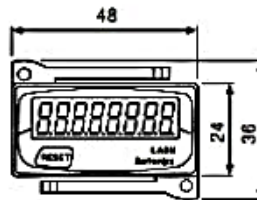
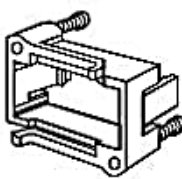
Universal voltage Input



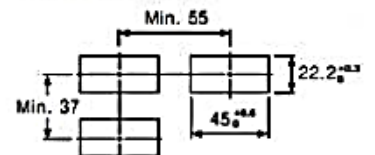
- ※ Terminal 1, 2 and 4, 5 are isolated.

Dimensions

Bracket



Panel cut-out

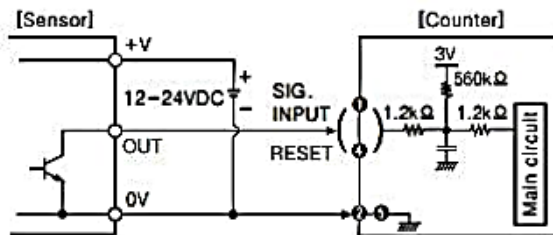


(Unit:mm)

Input connections

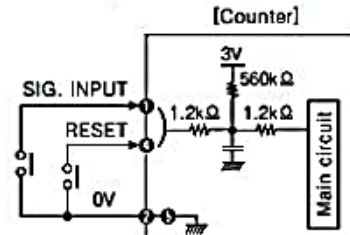
No-voltage input (Standard sensor: NPN open type sensor)

Solid-state input



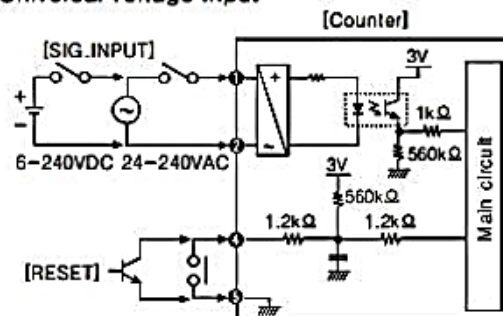
- ※ When power is applied to terminal No ① and ③, input terminal circuit can be broken and a malfunction can occur. (NPN output, PNP output, PNP open collector output type sensor cannot be used.)
- ※ ② and ⑤ are connected inside.

Contact input



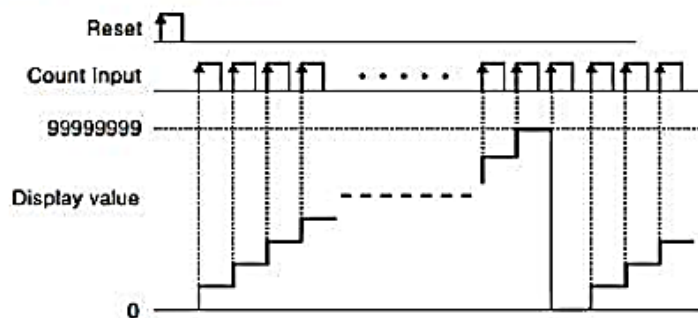
- ※ Please use reliable contacts enough to flow 3VDC $5\mu\text{A}$ of current.

Universal voltage input

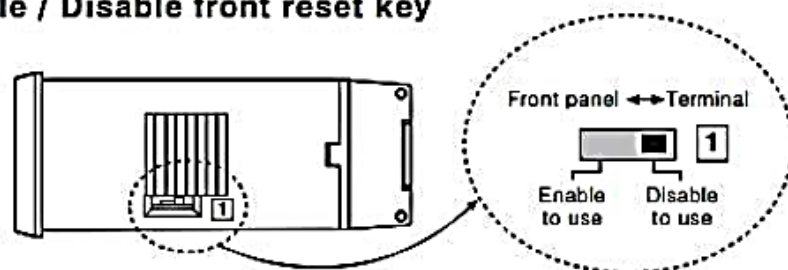


- ※ AC type proximity sensor cannot be used as the source of count input signals.
- ※ Input terminal ①, ② and Reset terminal ③, ⑤ are insulated inside.
- ※ It is not possible to reset with AC power or DC power.
- ※ When relay contact is used as the source of RESET signal, please use reliable contacts enough to flow 3VDC $5\mu\text{A}$ of current.

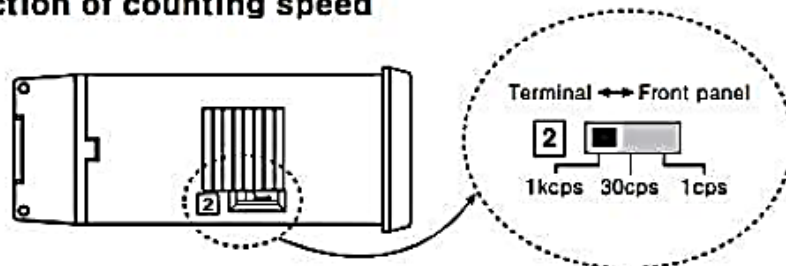
■ Counter operation mode



■ Enable / Disable front reset key



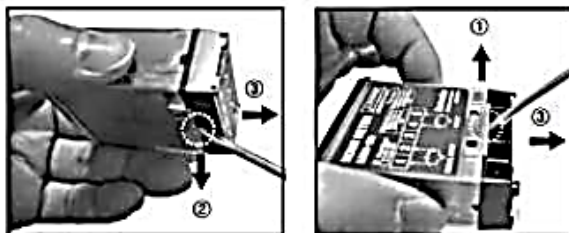
■ Selection of counting speed



- *Please supply RESET signal(Front or external reset terminal) after changing counting speed during the operation.
- *There is no SW2 in LA8N-BF.(20cps)

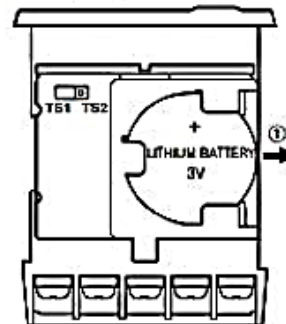
■ Case detachment and battery replacement

● Case detachment



- *Hold up Lock part toward ①, ② of the product with the tool and pull toward ③, the case is detached.
- ⚠ Please be careful of the injury caused by tools.

● Battery replacement



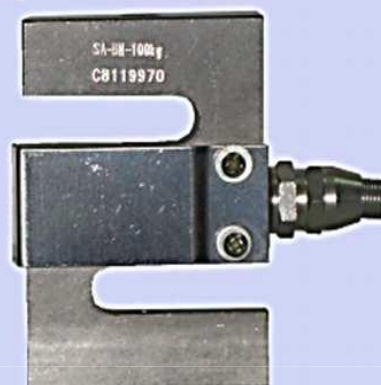
- 1) Detach the case.
 - 2) Push the battery and detach toward ①.
 - 3) Insert new battery with correct alignment of polarity pushing toward opposite of ①.
- * Battery is sold separately.
 - * Do not burn up or disassemble the lithium battery.

Anexo 20. Características de la celda de carga tipo S-SA.

LEXUS
ELECTRONIC WEIGHING

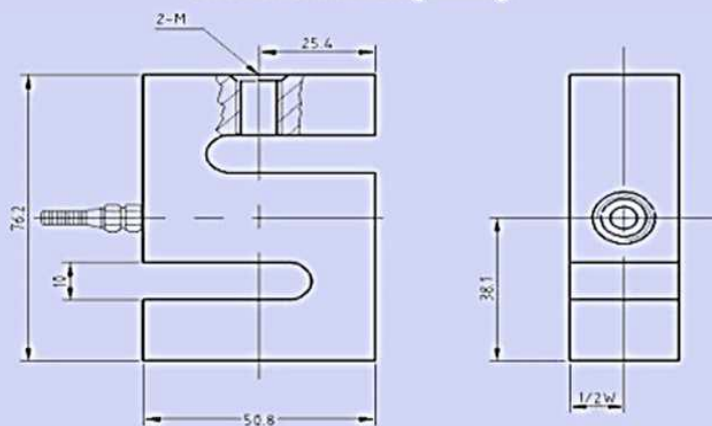
CELDA TIPO "S" MODELO SA

Ver. 2 (2012/01)



Celda de carga tipo "S" en aleacion de acero, IP65, para aplicaciones especiales en tension o compresion, para basculas flotantes.

DIMENSIONES (mm)



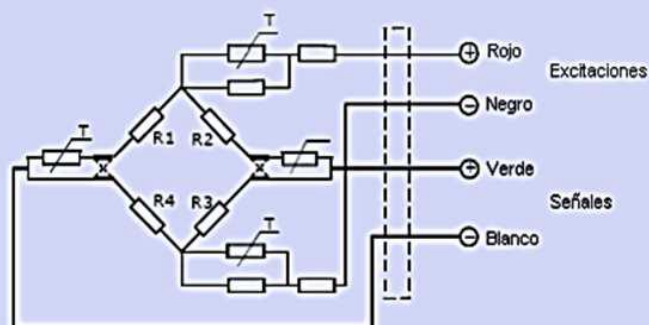
Rated load (kg)	50	100	150	200	250	300	500	1000
W	15	15	15	19	19	19	19	38
M	M8	M8	M8	M12	M12	M12	M12	M16

DIMENSIONES Y ESPECIFICACIONES SUJETAS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

CARACTERISTICAS GENERALES

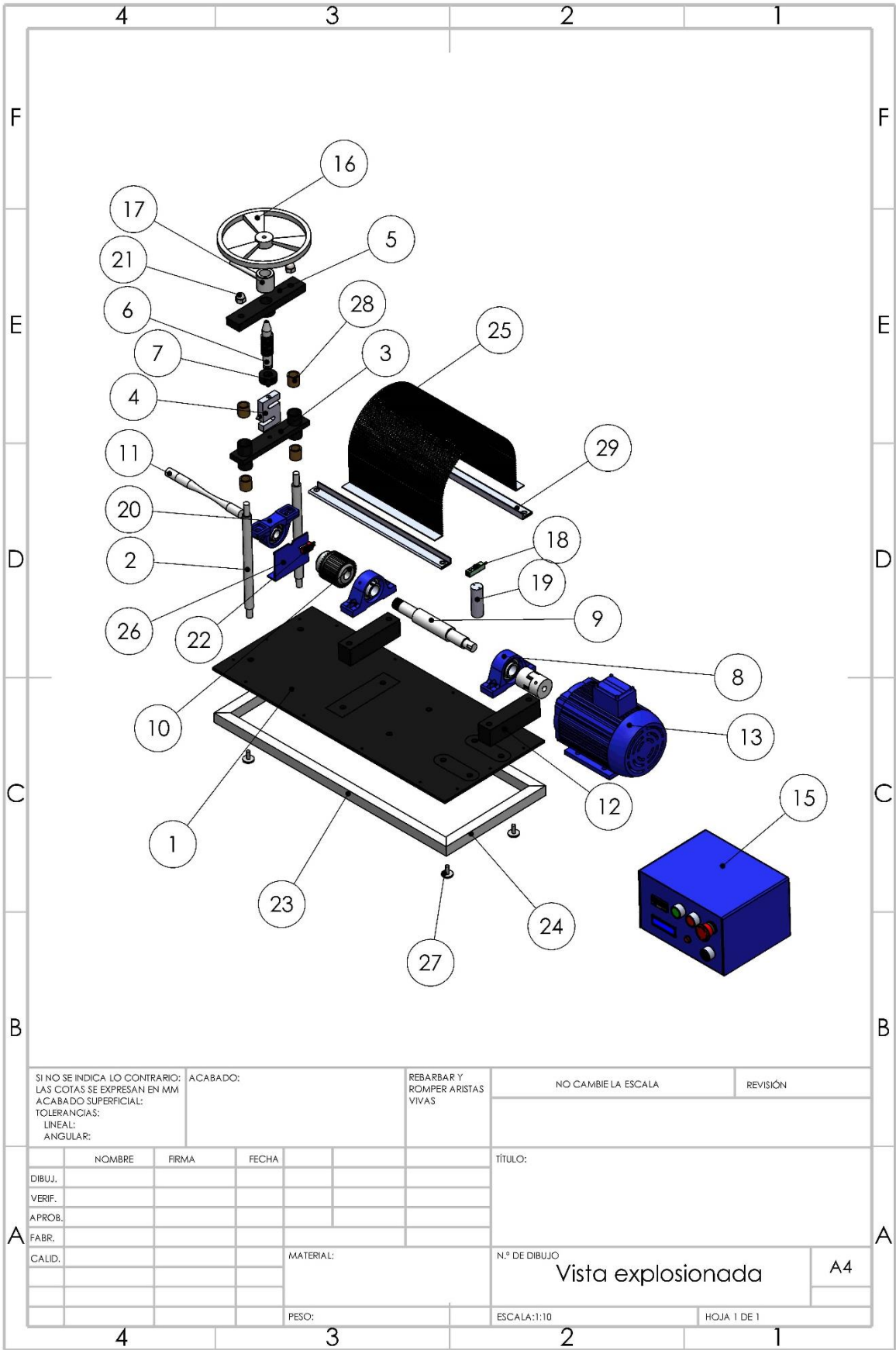
Parametros	C2	C3	Unidades
Capacidades (E _{max}) :	50, 100, 200, 500		Kg
Intervalos Max. de verificación (N _{lc}) :	2000	3000	d
Intervalos Min. De verificación (V _{min}) :	0,03		% de la Capacidad Max.
Sensibilidad (C _n) :	2.0 ± 0.2%		mV/V
Efecto de temperatura en la sensibilidad (T _{kc}) :	0,0024	0,0012	± % de la señal de salida/°C
Efecto de temperatura en el cero (t _{k0}) :	0,002	0,0008	± % de la señal de salida/°C
Cero :	1.0		± % de la señal de salida
Resistencia de entrada (R _{lc}) :	385 ± 5		Ohms
Resistencia de salida (R _o) :	350 ± 2		Ohms
Resistencia de aislamiento :	≥ 5000		Mega-Ohms
Limite de sobrecarga :	150		% de la capacidad
Ruptura de celda :	300		% de la capacidad
Rango de temperatura en operación :	-30 a +70 / -20 a +160		°C / °F
Excitación Recomendada :	5-12		V (AC o DC)
Maxima excitación permitida :	15		V (AC o DC)
Peso aproximado :	600		g
Material :	Aleacion de acero		
Clase de proteccion :	IP65		
Cable	3m		Ø5mm

CONEXION

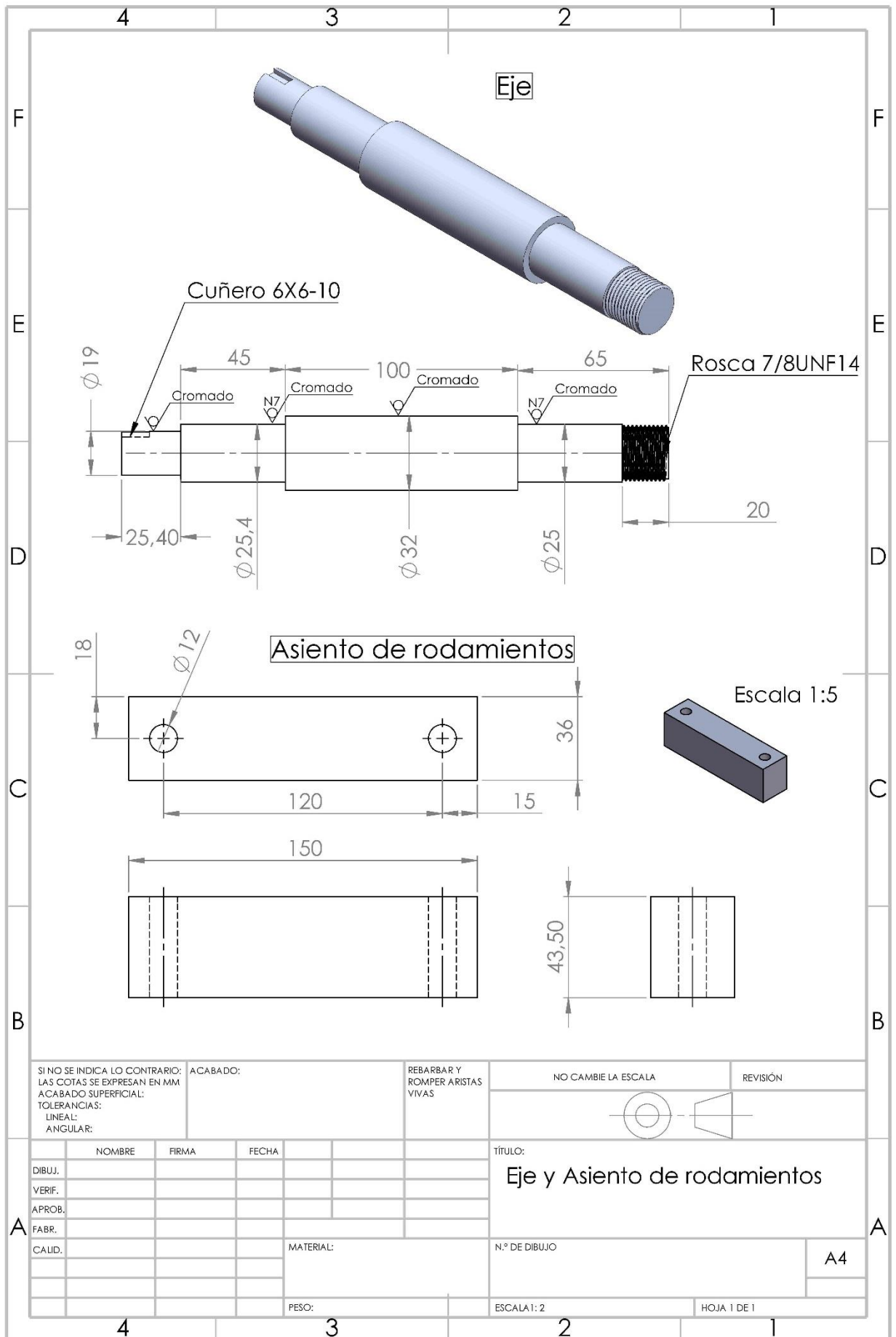


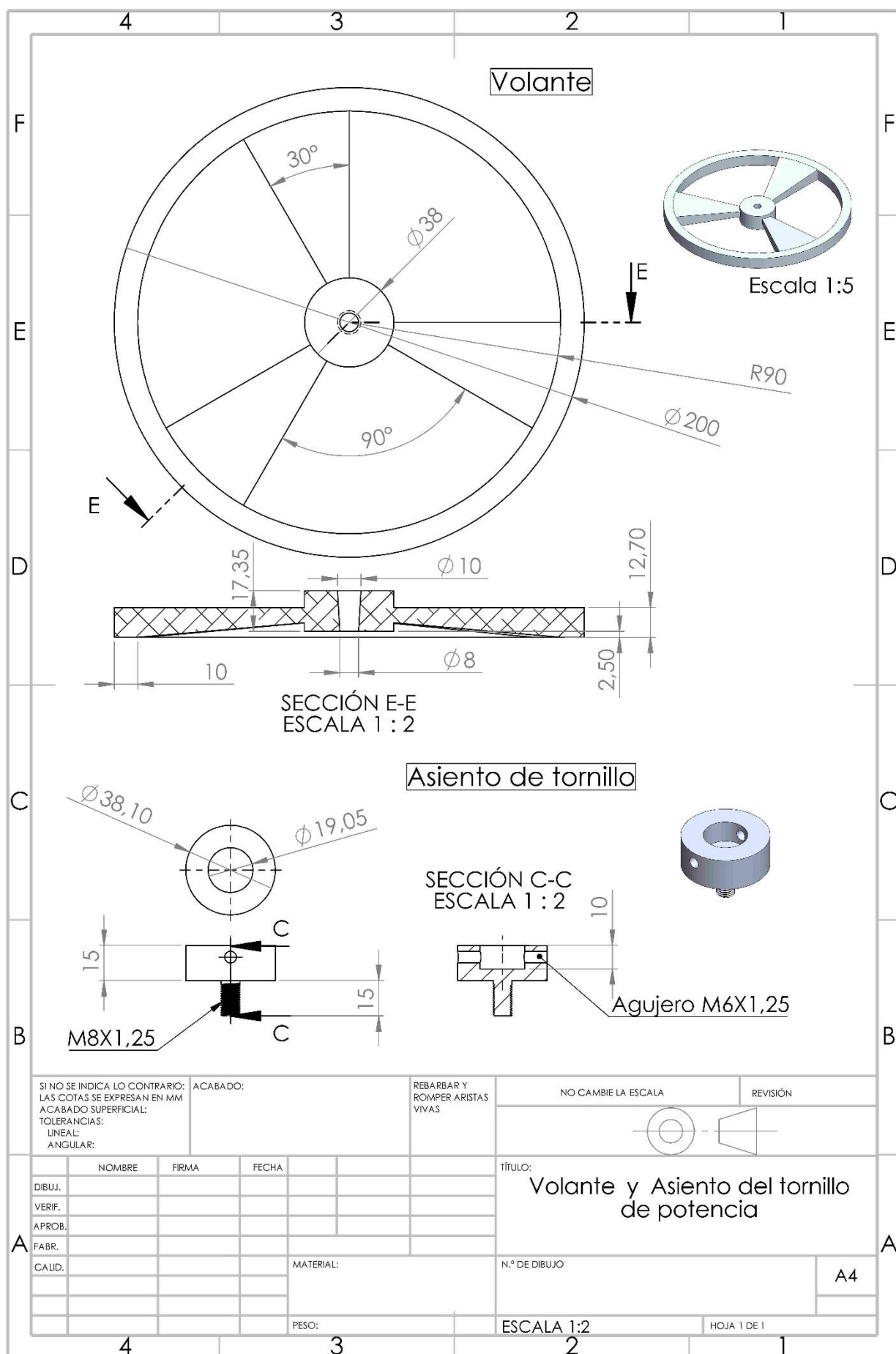
DIMENSIONES Y ESPECIFICACIONES SUJETAS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

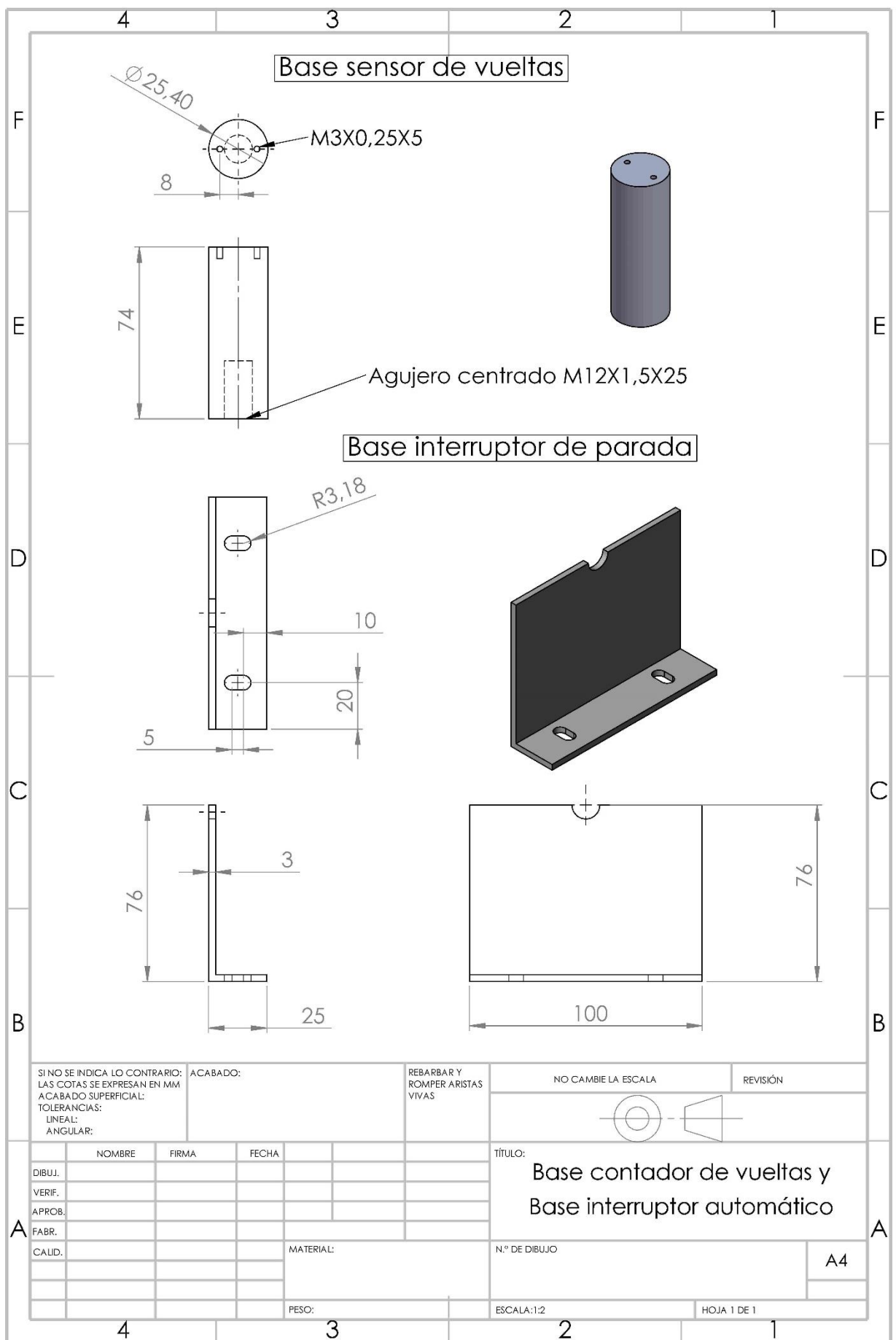
Anexo 21. Planos de los elementos fabricados.

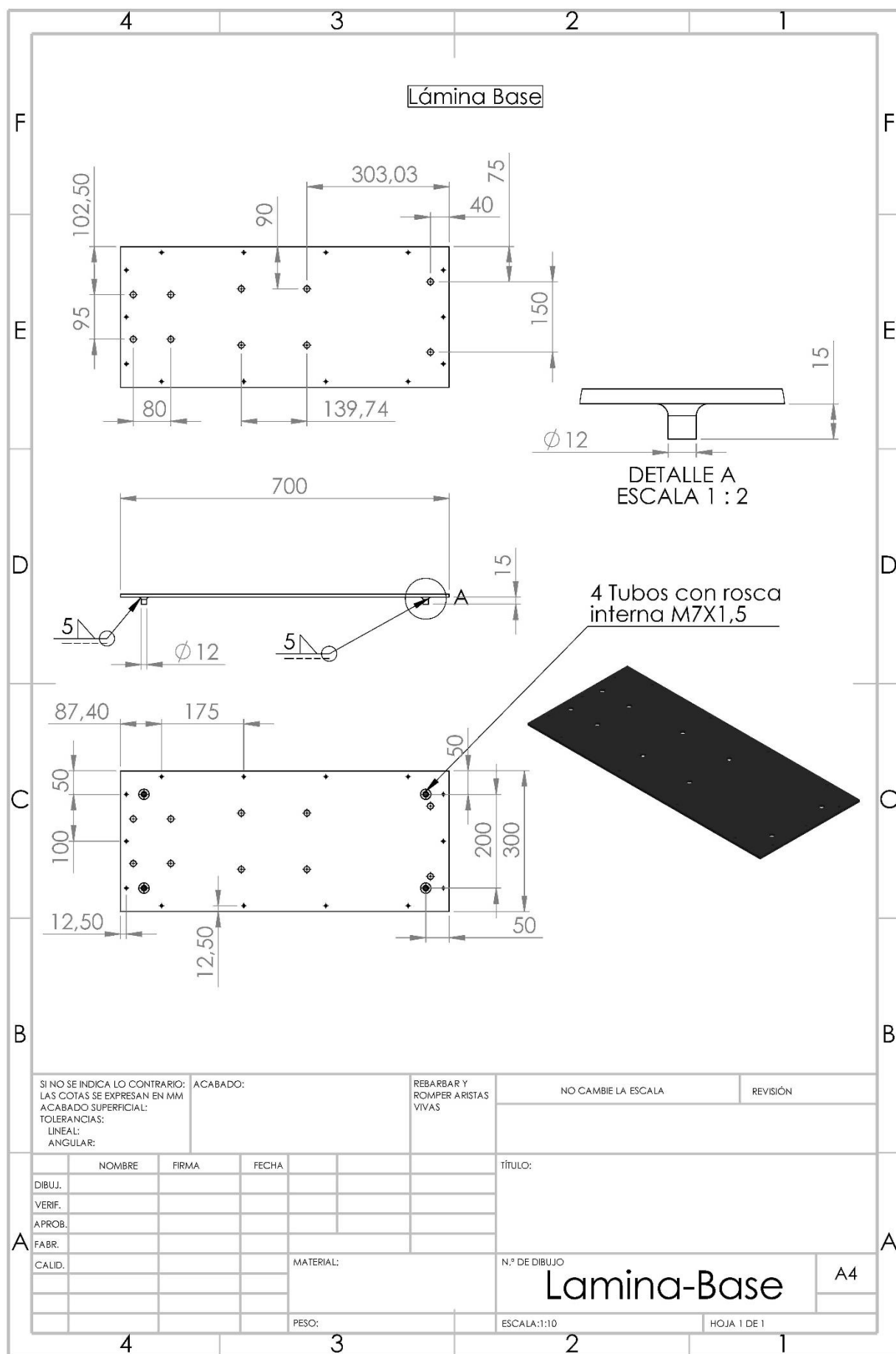


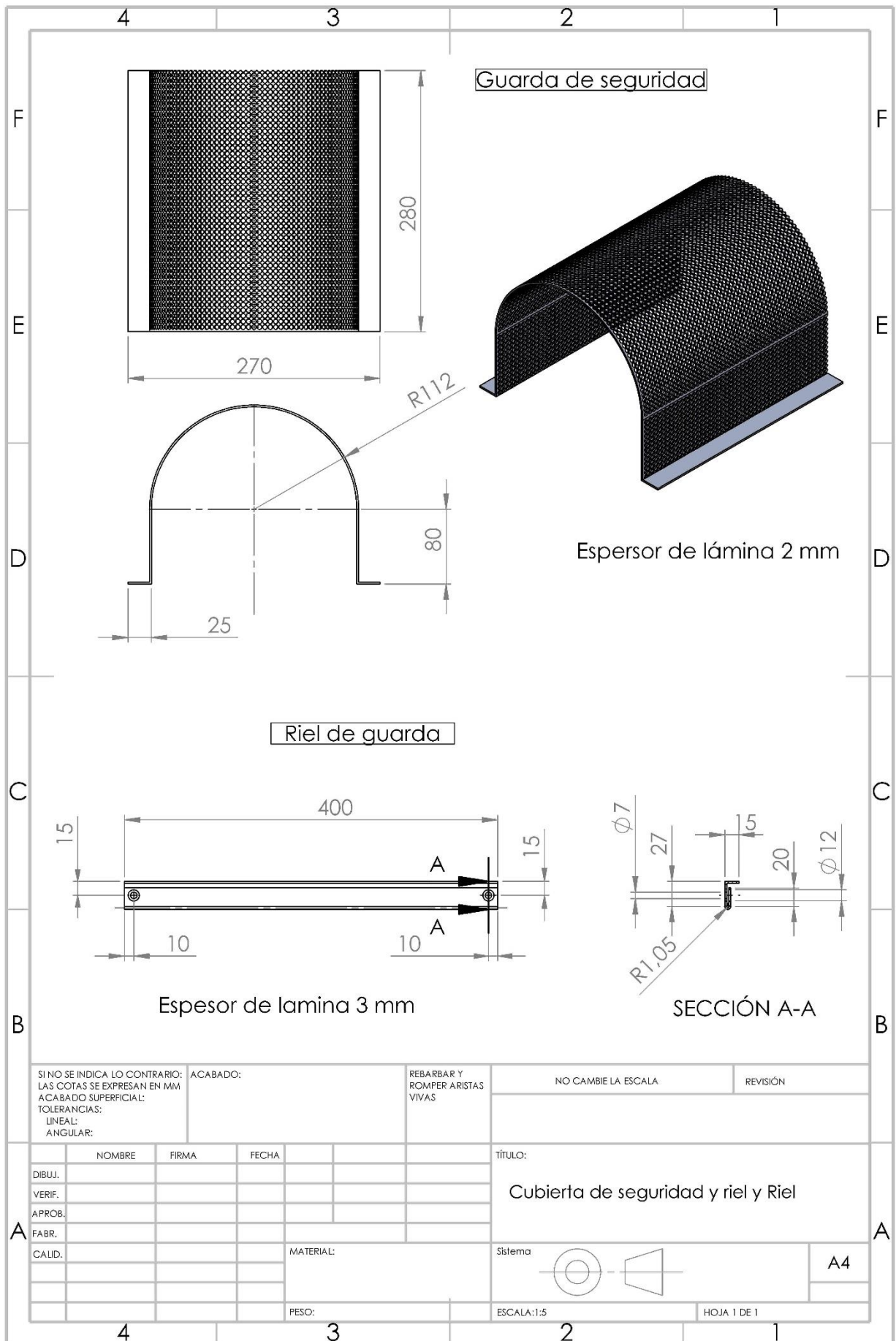
4		3		2		1	
	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN			CANTIDAD	
F	1	Lamina-Base	ASTM A36			1	
	2	Columna guía	AISI 1045			2	
	3	Viga móvil	AISI 1020			1	
E	4	Celda de carga tipo S	CAP 100 Kg			1	
	5	Viga Fija	AISI 1020			1	
	6	Tornillo de potencia	AISI 1045			1	
	7	Asiento del tornillo	AISI 1045			1	
	8	Chumacera 1	Diámetro de 25,4 mm			2	
	9	Eje	AISI 4140			1	
	10	Mordaza	Capacidad de 20 mm			1	
D	11	Probeta con radio continuo				1	
	12	Asiento de rodamiento	ASTM A36			2	
	13	Motor	1 HP- 3600 RPM			1	
	14	Acople flexible	L 75			1	
	15	Unidad de control				1	
	16	Volante	Aluminio Fundido			1	
	17	Palanca de fijación	AISI 1020			1	
C	18	Sensor inductivo	Proximity sensors			1	
	19	Soporte sensor	Aluminio			1	
	20	Chumacera 2	Diámetro de 19,05 mm			1	
	21	Tuercas hexagonales	M12-1,25			4	
	22	Interruptor de carrera				1	
	23	Perfil de aluminio 1				2	
	24	Perfil de Aluminio 2				2	
B	25	Cubierta de seguridad				1	
	26	Base interruptor de carrera	Aluminio			1	
	27	Nivelador				4	
	28	Buje de bronce				4	
	29	Riel de Guarda	Aluminio			2	
A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:			
	DIBUJ.						
	VERIF.						
	APROB.						
	FABR.						
	CAUID.						
			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO			A4
			Lista de materiales				
			PESO:	ESCALA:1:10			HOJA 1 DE 1
4		3		2		1	











Anexo 22. Tamaño total de muestras para el ensayo de fatiga de acuerdo a ASTM E739

Type of Test	Minimum Number of Specimens ^A
Preliminary and exploratory (exploratory research and development tests)	6 to 12
Research and development testing of components and specimens	6 to 12
Design allowables data	12 to 24
Reliability data	12 to 24


^A If the variability is large, a wide confidence band will be obtained unless a large number of specimens are tested (See 8.1.1).

Anexo 23. Porcentaje de replicación de muestras del ensayo de fatiga según ASTM E739

% replication = $100 [1 - (\text{total number of different stress or strain levels used in testing} / \text{total number of specimens tested})]$	
Type of Test	Percent Replication ^A
Preliminary and exploratory (research and development tests)	17 to 33 min
Research and development testing of components and specimens	33 to 50 min
Design allowables data	50 to 75 min
Reliability data	75 to 88 min

^A Note that percent replication indicates the portion of the total number of specimens tested that may be used for obtaining an estimate of the variability of replicate tests.

Anexo 24. Certificado de calidad del acero AISI 4140 empleado en las muestras de fatiga.

		QUALITY CERTIFICATE FOR STEEL PRODUCT OF NEWORIGINSTEEL CO., LTD.										
深圳新元特钢有限公司产品合格证明书												
Mill Test Certificate												
OUR COMPANY IS API SPEC Q1 /TS 29001 / ISO 9001:2008 QUALITY ASSURANCE SYSTEM CERTIFIED												
本公司通过API SPEC Q1 /TS 29001 / ISO 9001:2008质量管理体系认证												
Certificate No.	Contract No.	Technical Specification		Description of Goods				Certificate of Quality according to:				
质保书编号: W024-1509-0412-002	合同号: W024-1509-0412	技术标准: 4140		产品描述: HOT ROLLED, QT, PEELED				质量证明根据: EN 10204 3.1				
Customer: ACEFER Y CIA LTDA.	Seller: Shenzhen Neworigin Special Steel Co., Ltd	ALLOY STEEL ROUND BARS										
钢号	冶炼炉号	形状	规格 Size (mm)			件/捆数	重量 (kgs)	冶炼工艺	加工工艺	热处理	表面交货状态	加工用途
Steel Grade	Heat No.	Shape	直径/O.D	宽度	长度	Pieces/Bundles	Weight	smelting processing	Making	Heat Treatment	Delivery Condition	Designated Further
4140	14113525819	Round	14.29	/	3000-5800	1	1018	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	14.29	/	3000-5800	1	3228	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	15.88	/	3000-5800	1	1800	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	15.88	/	3000-5800	1	936	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	15.88	/	3000-5800	1	2116	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	12213020044	Round	15.88	/	3000-5800	1	852	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	12113523490	Round	19.05	/	3000-5800	1	1612	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	19.05	/	3000-5800	1	1804	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	14113024227	Round	19.05	/	3000-5800	1	1746	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
一、化学成分/Cast Analyse & Chemic: (%)												
Heat No.	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	W	Cu	其他
14113525819	0.40	0.26	0.78	0.016	0.002	0.99	0.19	/	/	/	/	
15113023433	0.40	0.26	0.76	0.016	0.003	1.02	0.19	/	/	/	/	
12213020044	0.41	0.24	0.92	0.012	0.015	0.98	0.21	/	/	/	/	
12113523490	0.42	0.24	0.77	0.020	0.004	0.97	0.17	/	/	/	/	
14113024227	0.40	0.28	0.81	0.008	0.002	0.99	0.17	/	/	/	/	
15113023598	0.42	0.30	0.79	0.010	0.001	0.98	0.18	/	/	/	/	
15113023597	0.41	0.27	0.81	0.012	0.005	0.99	0.17	/	/	/	/	
12213022260	0.41	0.22	0.75	0.012	0.008	1.00	0.20	/	/	/	/	
1526709	0.40	0.24	0.76	0.011	0.003	0.95	0.18	/	/	/	/	
42B11156F	0.43	0.24	0.76	0.021	0.011	0.99	0.21	/	/	/	/	
1527057	0.39	0.25	0.78	0.014	0.012	0.97	0.18	/	/	/	/	
1535629	0.40	0.23	0.77	0.016	0.010	0.99	0.18	/	/	/	/	
15114052707	0.41	0.29	0.85	0.012	0.026	1.05	0.18	/	/	/	/	
二、力学性能和低倍组织/Mechanical Properties and Macrostructure:												
Heat No.	Limite elástico/Yield Strength Rel (MPa)	Resistencia a la tracción/Tensile Strength R (Mpa)	Elongación/Elongation A (%)	Reducción/Reduction of area Z (%)	Impact AK (J)	Dureza/Hardness HRC	Macrostructure (General porosity, Central porosity, Square segregation)					
14113525819	1073	1155	14	55	85	28-32	0, 1.0, 0.5					
15113023433	1088	1159	14	56	82	28-32	0.5, 0.5, 0.5					
12213020044	1050	1145	16	54	94	28-32	0.5, 0, 0					
12113523490	1045	1113	15	62	99	28-32	0.5, 0, 0					
14113024227	1080	1150	15	54	93	28-32	0.5, 1.0, 0.5					
15113023598	1039	1120	16	53	95	28-32	0.5, 0.5, 0.5					
15113023597	1055	1152	14	56	84	28-32	0.5, 0.5, 0.5					
12213022260	1030	1130	16	54	95	28-32	0, 1.0, 1.0					
1526709	1082	1197	14	52	90	28-32	0.5, 1.0, 0.5					
42B11156F	1070	1160	15	46	98	28-32	1.0, 1.0, 0.5					
1527057	1057	1171	15	56	96	28-32	0.5, 0.5, 0.5					
1535629	1019	1133	16	55	90	28-32	0, 0.5, 0					
15114052707	1041	1132	15	52	80	28-32	0.5, 1.0, 1.0					
三、超声波探伤/Ultrasonic Test:												
探伤标准/UT standards: SEP1921-84 C/c												
探伤结论/conclusion: Passed (ok)												
四、尺寸, 外形和表面质量/Dimensions, Contour and Surface Quality:												
1 尺寸, 外形和表面质量/Dimensions, Contour and Surface Quality: Passed.												
五、特殊要求/Special Requirement:												
签发日期/Issuedate:	6-Nov-15					检验员/Inspector:	检验主管/Manager of Inspection: 郭北平					签章
本批/Batch:	支/Piece					46 捆/Bundle	重量/Weight: 92912 Kg					Signature/Seal
通讯地址: 深圳市福田区红棉路英达利科技数码园A栋206, 新元特钢有限公司, 518000, 电话: (0755)61691888, 传真: (0755) 61691889.												
MAIL ADDRESS:RM. 205-206, Building A, Yingdali Digital Technology Park, Futian Free Trade Zone, Shenzhen China, TEL:+86 (0755) 61691888 FAX:+86 (0755) 61691889												





Anexo 25. Costo de construcción de la máquina.





Elemento	Cantidad	Costo por compra de material	Costo por Procesos de fabricación	Costo de parte
Lamina Base	1	48000	30000	78000
Mandril	1	64000	30000	94000
Rodamiento de 1 In	2	35000		70000
Rodamiento de 3/4 In	1	35000		35000
Acople L75	1	80000	15000	95000
Eje	1	24000	120000	144000
Motor	1	135000		135000
Tornillo de potencia	1	12000	60000	72000
Viga fija	1	13000	20000	33000
Viga móvil	1	15000	25000	40000
Barras guía	2	15000	25000	80000
Volante	1	15000	30000	45000
Tuercas 5/8 con cúpula	4	3000		12000
Perfil de aluminio	1	14000		14000
Niveladores	4	3000		12000
Botón de arranque	1	10000		10000
Botón de parada	1	10000		10000
Tomacorriente	1	12000		12000
Interruptor de protección (Breaker)	1	15000		15000
Interruptor de carrera	2	2500		5000
Botón de parada de emergencia	1	20000		20000
Contactor	1	25000		25000
Arduino Uno	1	27000		27000
Contador de ciclos	1	210000		210000
Celda de carga de 100 kg	1	320000		320000
Modulo conversor de celda	1	9000		9000
Sensor inductivo	1	75000		75000
Cromado	1	80000		80000
Pintura	1	45000		45000
Papelería	1	200000		200000
			Costo total	2022000

Anexo 26. Ficha técnica de la máquina

	FICHA TÉCNICA DEL EQUIPO				
	MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA BAJO LA NORMA ASTM E466				
	AUTORES: Carlos Mario Rosso Talaigua y Daniel José Cogollo Bello.				
UBICACIÓN	Laboratorio de Materiales y Procesos de Ingeniería Mecánica – Universidad de Córdoba	FECHA	Noviembre de 2017		
DESCRIPCIÓN					
Mediante el sistema de viga en voladizo se realizan pruebas de fatiga para probetas bajo la norma ASTM E466. El cual consiste en sujetar la probeta en la mordaza, y mediante el tornillo aplicar carga; poner a girar y contar las vueltas a las cuales ocurre la falla.					
ESPECIFICACIONES GENERALES					
ANCHO: 300 mm	ALTURA : 500 mm	LARGO: 700 mm			
FOTO DEL EQUIPO					
					
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS					
<ul style="list-style-type: none">✓ Masa: 60 kg.✓ Voltaje de operación: 110 V.✓ Velocidad de rotación: 3600 RPM.✓ Tipo de medidores: Digital.✓ Carga máxima: 650 N.		<ul style="list-style-type: none">✓ Materiales a ensayar: Resistencia última menores o iguales a 950 MPa.✓ Tipo de probetas: según norma ASTM E466.✓ Longitud de las probetas: 220 mm.			

Anexo 27. Manual de operación

No.	Consideraciones	
1	Verificar que los elementos de la máquina y de la unidad central estén en correcto estado	
2	Conectar los sensores y el motor a la unidad central y esta última a la toma de 110 V, verificando que el cableado no interfiera con los elementos mecánicos.	
3	Encender la unidad central mediante la perilla de alimentación. Y verificar el funcionamiento del motor con los botones de arranque y parada.	
4	Colocar la probeta, pasar la probeta por el rodamiento de carga hasta introducirla y sujetarla con la mordaza, luego sujetar en el rodamiento con los prisioneros.	

5	<p>Verificar que no se presenten cargas sobre la probeta, luego presionar los botones de reset en el contador de ciclos y el del indicador de carga.</p>	
6	<p>Encender el motor mediante el botón de arranque e inmediatamente aplicar carga girando el volante hasta llegar a un valor cercano al deseado.</p>	
7	<p>Aplicar un valor de carga y bloquear el tornillo mediante la palanca.</p>	
8	<p>Esperar a que falle la probeta o en su defecto detener el motor mediante el botón de parada y registrar el valor de ciclos.</p>	

Anexo 28. Manual de mantenimiento

El mantenimiento de la máquina de fatiga para un correcto funcionamiento consiste en los siguientes ítems:

Limpieza <ul style="list-style-type: none">✓ Limpie la máquina con un paño suave y limpio; las partes con más requerimiento de limpieza son: Barras Guía, mordaza, eje, motor, tornillo y rieles de la guarda de protección.	
Lubricación <ul style="list-style-type: none">✓ Anualmente aplique grasa de uso general entre el espacio que se encuentra entre los bujes, para ello es necesario retirar la viga móvil de la máquina. Las barras guía pueden ser lubricadas con aceite cada vez que se vaya a hacer una práctica.✓ Cada 6 meses los rieles de la guarda de seguridad deben ser lubricados con aceite, luego deslice unas cinco veces con el fin de esparcir a lo largo del riel.	
Mantenimiento <ul style="list-style-type: none">✓ Cada 6 meses se debe verificar el funcionamiento del motor, el contador de ciclos, el medidor de carga, el interruptor de parada automático y la unidad de control.✓ La máquina también debe ser verificada inmediatamente después de reemplazar o ajustar partes que puedan afectar la alineación del sistema de rotación, o cuando haya razón para dudar de la exactitud de los resultados, sin tener en cuenta el intervalo de tiempo.✓ Los pernos y tornillos de unión de partes se deben ajustar cada 6 meses.✓ Los rodamientos fueron seleccionados para una duración de 5 años, sin embargo, se deben realizar verificaciones preventivas. Si estos elementos presentan un mal funcionamiento, deben ser reemplazados inmediatamente.	



LABORATORIO DE MATERIALES Y PROCESOS

Guía para práctica de ensayo de fatiga mediante el método de viga en voladizo



1. Marco teórico

1.1 Fatiga

La fatiga es un fenómeno que se presenta en los elementos al estar sometidos a cargas dinámicas que generan esfuerzos en diversas direcciones a través del tiempo.

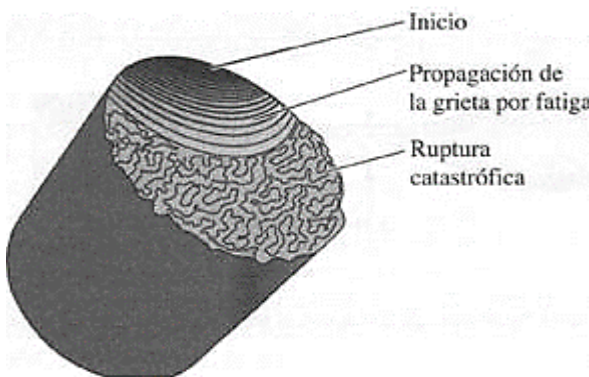


Fig 1. Ejemplo de falla por fatiga

1.2 Ensayo de fatiga

Existen diversas maneras de realizar un ensayo de fatiga, así como múltiples geometrías de probetas empleadas; uno de los métodos más empleados es el método de viga rotativa, que consiste en hacer girar la probeta mientras está sometida a carga radial, lo que genera un momento flector que cambia de magnitud a lo largo de un ciclo. Un ensayo de fatiga consiste en realizar pruebas a varias muestras, cada una a un nivel específico de esfuerzo, lo que se quiere es determinar los

ciclos a los cuales fallan y realizar el diagrama esfuerzo-ciclos (S-N).

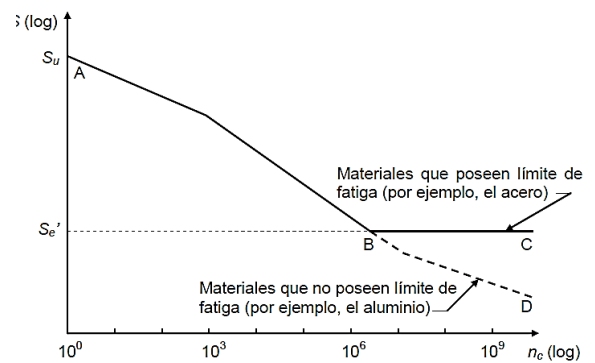


Fig 2. Diagrama de esfuerzo contra ciclos

1.3 Descripción de la máquina

La máquina de ensayos de fatiga empleada consta de sensores que miden fuerza y ciclos, estos se conectan a la unidad central que es donde se ejecuta el arranque del motor.

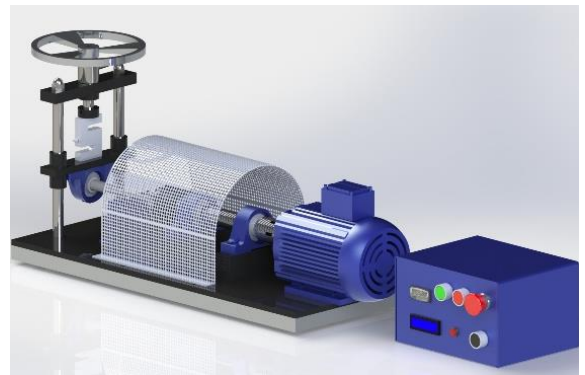


Fig 3. Máquina de ensayo de fatiga

2. Materiales

Para efectuar la práctica de laboratorio de ensayos fatiga se requiere.

Elemento	Referencia	Cantidad
Máquina de ensayo de fatiga	Viga rotativa en voladizo	1
Probetas normalizadas		6
Calibrador		-----
Rugosímetro		-----
Lijas (Fina)		-----

Tabla 1. Elementos necesarios para el ensayo de fatiga

Las probetas de acuerdo a la norma ASTM E466 y particularmente empleadas por la máquina tienen las siguientes dimensiones:

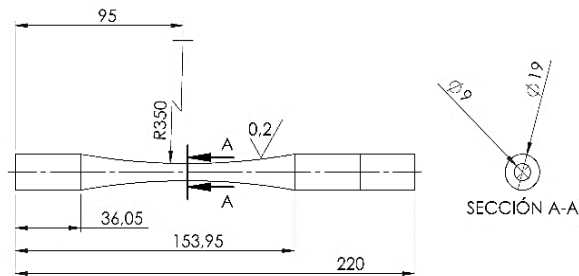


Fig 4. Dimensiones particulares de la probeta

3. Procedimiento

3.1 Dado que se utilizarán seis probetas, se someterá cada una a un nivel de esfuerzo dentro del orden 47, 50 %, 53 %, 60 %, 70 %, y 80 %. Usar el valor del esfuerzo último del material a utilizar y determinar cada nivel de esfuerzo, luego determinar el valor de carga requerida (F) para una probeta con la ecuación.

$$F = \left(\frac{\pi}{32} \right) \frac{\text{Esfuerzo} * 4,5 \text{ mm}^3}{110 \text{ mm}} \quad (1)$$

Donde el valor de esfuerzo debe estar en términos de MPa.

Probeta	Carga (N)	Ciclos (revolución)	Tiempo (min)
1			
2			
3			
4			
5			
6			

Tabla 3. Datos de ensayo

3.2 Verificar que las dimensiones de las probetas cumplan con las establecidas por la norma, luego lijar las probetas en dirección axial de manera que al medir la rugosidad superficial esta tenga un valor por debajo de 0,2 μm Ra.

3.3 Enumerar las probetas en ambas caras transversales.

3.4 Conectar los sensores de la máquina a la unidad central, conectar el interruptor de parada automática, conectar el motor al tomacorriente de la máquina; conectar la máquina al tomacorriente de 110 Voltios y verificar el correcto funcionamiento de los elementos

3.5 Pasar la probeta por el rodamiento de carga y sujetar en la mordaza por el extremo de 36 mm y por el otro extremo sujetas con los prisioneros.

3.6 Poner en cero los medidores de carga y ciclos mediante sus botones de reset.

3.7 Efectuar la carga deseada usando el tornillo de potencia y bloquear con la palanca. (se debe tomar el valor inicial de carga ya que

esta puede variar debido a algunas propiedades de termofluencia, acomodación de algunos elementos, etc.)

3.8 Dar encendido al motor mediante el botón de arranque.

3.9 Esperar a que se rompa la probeta, esta acción hace que el motor se apague automáticamente, en caso de lo contrario apagar inmediatamente mediante el botón de parada; otro caso puede ser que se superen los 1×10^6 ciclos, en ese caso se debe apagar el motor.

4. Resultados

Los datos de carga, ciclos y tiempo se deben registrar en la siguiente tabla:

Probeta	Carga (N)	Ciclos (revolución)
1		
2		
3		
4		
5		

Tabla 3. Datos de ensayo

5. Análisis de resultados

Determinar la ecuación característica de la resistencia a la fatiga para la vida finita.

$$\log N = A + B * \log(S) \quad (2)$$

Asumiendo $Y = \log N$ y $X = \log S$ se tiene la ecuación se emplean las ecuaciones según la ASTM E739 (2015, p3-4).

$$Y = A + B * X \quad (3)$$

Se definen los estimadores \hat{A} y \hat{B} como.

$$\hat{A} = \bar{Y} - \hat{B} * \bar{X} \quad (4)$$

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})^2} \quad (5)$$

Con el fin de determinar los valores de la ecuación, se realizó la regresión, para esto se hallan los valores promedio de \bar{Y} y de \bar{X} , donde k es el número de datos de una variable:

$$\bar{Y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{k} \quad (6)$$

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^k \frac{X_i}{k} \quad (7)$$

Luego reemplazar los datos en la ecuación 2 y despejar el esfuerzo.

Determinar un aproximado del límite de resistencia la fatiga calculando el promedio del esfuerzo de las probetas que superaron los ciclos de vida infinita.

Realizar una gráfica en escala logarítmica de los ciclos contra el esfuerzo correspondiente.

6. Cuestionario

6.1 ¿Cuáles son las características de una fractura por fatiga?

6.2 Investigue sobre el número de muestras requeridas según la confiabilidad que se quiera obtener.

6.3 ¿Por qué el límite de resistencia a la fatiga de una muestra de laboratorio difiere al de un elemento de máquina?

7. Bibliografía

ASTM, E466. (2015). Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial test of metallic materials.

ASTM, E739. (2015). Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data.

Askeland D, 2009. Ciencia e ingeniería de los materiales.

Budynas y Nisbett, 20011. Diseño en ingeniería mecánica.